



Escola Politècnica Superior  
d'Enginyeria de Vilanova i la Geltrú

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

# PROJECTE FI DE CARRERA

**TÍTOL:** ESTUDI I OPTIMITZACIÓ DEL XASSÍS D'UN MONOPLAÇA DE LA  
FÓRMULA 1430

**AUTOR:** ALBERTO FONTANET CUADRADO

**TITULACIÓ:** ENGINYERIA TÈCNICA INDUSTRIAL ESP. MECÀNICA

**DIRECTOR:** JOAN SANGRA MAS

**DEPARTAMENT:** EXPRESSIÓ GRÀFICA A L'ENGINYERIA

**DATA:** 25 DE JUNY DE 2012

**TÍTOL: ESTUDI I OPTIMITZACIÓ DEL XASSÍS D'UN MONOPLAÇA DE LA FÓRMULA 1430**

**COGNOMS:** FONTANET CUADRADO

**NOM:** ALBERTO

**TITULACIÓ:** ENGINYERIA TÈCNICA INDUSTRIAL

**ESPECIALITAT:** MECÀNICA

**PLA:** 1995

**DIRECTOR:** JOAN SANGRA MAS

**DEPARTAMENT:** EXPRESSIÓ GRÀFICA A L'ENGINYERIA

**QUALIFICACIÓ DEL PFC**

**TRIBUNAL**

**PRESIDENT**

**SECRETARI**

**VOCAL**

**DATA DE LECTURA:**

**Aquest Projecte té en compte aspectes mediambientals:** ☒ Sí ☐ No

## **PROJECTE FI DE CARRERA**

### **RESUM (màxim 50 línies)**

En aquest projecte final de carrera es dissenya el xassís per a un vehicle monoplaça de competició, prenent com a punt de partida l'estructura d'un Fórmula 1430 dels anys 70 construït per l'empresa SELEX. El disseny és una optimització i adaptació del mateix al moment actual, alhora que es compleix la reglamentació pertinent marcada per la Federació Internacional del Automòbil, però mai deixant de costat una característica que va portar a l'èxit la categoria, uns costos reduïts.

L'objectiu principal d'aquest projecte és l'obtenció d'un disseny vàlid segons les premisses exposades, així com superar les diferents hipòtesis de càrrega al que es sotmès.

Inicialment, s'exposen les especificacions bàsiques del vehicle, la normativa a aplicar i les premisses que condicionen el disseny de l'estructura, paral·lelament es modela el xassís que serveix d'antecedent, seguint un procés d'enginyeria inversa, sempre mitjançant l'eina informàtica Unigraphics NX8.

Seguidament, es presenten les solucions de disseny adoptades, que s'han cregut més adients per el tipus de vehicle escollit i s'expliquen les hipòtesis de càlcul que permeten validar i complir la normativa per tal de realitzar el correcte disseny. Al mateix temps, s'estudia el xassís original mitjançant el mètode d'elements finits i seguint la metrologia establerta.

A continuació, un cop obtinguda l'estructura bàsica del xassís, s'inicia el procés de validació dels resultats mitjançant l'estudi FEM i alguns càlculs preliminars. En aquest, un dels apartats més rellevants del projecte, es consideren múltiples estudis de sol·licitacions, com anàlisis de vibracions, anàlisis estàtics i dinàmics i el càlcul de la rigidesa del xassís, per tal d'assegurar la integritat estructural i la seguretat del binomi maquina-home. També es comparen els resultats obtinguts entre els dos models.

Finalment, després d'especificar el plec de condicions i un cop donat el disseny per vàlid, es redacta un pressupost per determinar la viabilitat econòmica del present projecte i s'extreuen les conclusions finals del mateix.

### **Paraules clau (màxim 10):**

Normativa	Simulació	Acer ST 52-3	Anàlisi estàtic
Fórmula 1430	Von Mises	Xassís Tubular	Optimització
Elements finits		Rigidesa a torsió	



Escola Politècnica Superior  
d'Enginyeria de Vilanova i la Geltrú

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA



<b>1. Memòria .....</b>	<b>1</b>
1.1. Introducció .....	2
1.2. Objecte .....	2
1.3. Abast del projecte.....	3
1.4. Antecedents .....	3
1.5. Especificacions tècniques del vehicle.....	5
1.5.1. Característiques generals .....	5
1.5.1.1. Classificació del vehicle.....	6
1.5.1.2. Dimensions generals .....	7
1.5.1.3. Distribució de pesos.....	8
1.5.1.4. Centre de gravetat.....	9
1.5.1.5. Seguretat i ergonomia.....	9
1.5.2. Motor, alimentació i escapament.....	10
1.5.3. Transmissió .....	14
1.5.4. Suspensió .....	14
1.5.5. Direcció i frens .....	17
1.5.6. Rodes .....	17
1.5.7. Carrosseria i aerodinàmica .....	18
1.6. Disseny del xassís.....	19
1.6.1. Dades de partida .....	19
1.6.2. Requisits i criteris de disseny.....	19
1.6.3. El xassís escollit.....	20
1.6.3.1. Introducció als xassís.....	20
1.6.3.2. Xassís de travessers .....	20
1.6.3.3. Xassís independent o monocasc .....	21
1.6.3.4. Tipus Space Frame (malla espacial).....	22
1.6.3.5. Xassís escollit:estructura tubular .....	22
1.6.4. Restriccions que afecten al disseny del xassís .....	24
1.6.4.1. Especificacions de la normativa .....	24
1.6.4.2. Habitacle.....	24
1.6.4.3. Arcs de seguretat.....	25
1.6.4.4. Estructura frontal d'impacte .....	26
1.6.4.5. Protecció lateral .....	26
1.6.4.6. Estructura posterior d'impacte .....	26

<b>1.6.5. Solucions de disseny adoptades.....</b>	<b>27</b>
1.6.5.1. Rigidesa.....	27
1.6.5.2. Distribució de pesos.....	28
1.6.5.3. Habitabilitat i espai .....	29
1.6.5.4. Materials .....	30
1.6.5.5. Costos de producció.....	30
<b>1.6.6. Obtenció del disseny .....</b>	<b>30</b>
1.6.6.1. Algoritme de disseny .....	31
<b>1.7. Desenvolupament del model .....</b>	<b>33</b>
<b>1.7.1. Software emprat .....</b>	<b>33</b>
<b>1.7.2. Dibuix del model tridimensional .....</b>	<b>33</b>
1.7.2.1. Enginyeria inversa .....	35
1.7.2.2. Eines de disseny: Mòdul de modelatge de NX 8.0 .....	37
<b>1.7.3. Estudi del model.....</b>	<b>41</b>
1.7.3.1. Mètode dels elements finits (FEM) .....	41
1.7.3.2. Fonaments del mètode dels elements finits .....	41
1.7.3.3. Eines d'anàlisi: Mòdul de simulació NX CAE mitjançant Nastran.....	43
<b>1.8. Resultat final .....</b>	<b>48</b>
<b>1.8.1. Simplificacions assumides .....</b>	<b>49</b>
<b>1.8.2. Valoració qualitativa del model obtingut .....</b>	<b>50</b>
<b>1.8.3. Propostes de millora i futures línies de treball.....</b>	<b>51</b>
<b>1.9. Impacte mediambiental .....</b>	<b>52</b>
<b>1.9.1. Procés de fabricació .....</b>	<b>52</b>
<b>1.9.2. Ús del producte .....</b>	<b>53</b>
1.9.2.1. Reciclatge i tractament .....	53
1.9.2.2. Recursos utilitzats .....	53
1.9.2.3. Contaminació mediambiental .....	53
<b>1.9.3. Desmantellament del vehicle .....</b>	<b>53</b>
<b>1.9.4. Comparació dels models.....</b>	<b>54</b>
<b>1.10. Conclusions .....</b>	<b>55</b>
1.10.1. Conclusions tècniques .....	55
1.10.2. Conclusions subjectives.....	56
<b>1.11. Bibliografia.....</b>	<b>154</b>
<b>1.12. Annexes.....</b>	<b>156</b>
1.12.1. ANNEX I: La fórmula 1430.....	156
1.12.2. ANNEX II: Normativa utilitzada.....	156

1.12.3. ANNEX III: Catàlegs i documents.....	156
<b>2. Càlculs .....</b>	<b>57</b>
<b>2.1. Fonaments teòrics de les simulacions .....</b>	<b>58</b>
<b>2.1.1. Estudi dels modes de vibració i freqüències pròpies.....</b>	<b>58</b>
2.1.1.1. Densitat espectral de potencia (DEP).....	58
2.1.1.2. Definició i desenvolupament de les series de Fourier .....	60
<b>2.1.2. Estudi estàtic de rigidesa a flexió.....</b>	<b>62</b>
<b>2.1.3. Estudi estàtic de rigidesa a torsió .....</b>	<b>63</b>
2.1.3.1. Teoria de primer ordre o mètode de la rigidesa .....	63
2.1.3.2. Teoria de segon ordre .....	63
2.1.3.3. Aplicació de la teoria al càlcul de rigidesa a torsió.....	63
<b>2.1.4. Estudi estàtic d'acceleració/desacceleració longitudinal .....</b>	<b>64</b>
2.1.4.1. Aplicació de l'equació fonamental del moviment longitudinal .....	64
2.1.4.2. Resultats obtinguts .....	67
<b>2.1.5. Estudi estàtic d'acceleració lateral .....</b>	<b>68</b>
2.1.5.1. Càlcul de forces sobre les suspensions .....	68
2.1.5.2. Resultats obtinguts .....	72
<b>2.1.6. Aplicació estàtica d'hipòtesis dinàmiques de xoc .....</b>	<b>75</b>
<b>2.2. Anàlisi estàtic per elements finits .....</b>	<b>77</b>
<b>2.2.1. Modes de vibració i freqüències pròpies .....</b>	<b>77</b>
2.2.1.1. Resultats xassís Selex STIII.....	77
2.2.1.2. Resultats xassís prototip.....	77
<b>2.2.2. Flexió .....</b>	<b>82</b>
2.2.2.1. Resultats xassís Selex STIII.....	82
2.2.2.2. Resultats xassís prototip.....	83
<b>2.2.3. Rigidesa a torsió .....</b>	<b>84</b>
2.2.3.1. Resultats xassís Selex STIII.....	84
2.2.3.2. Resultats xassís prototip.....	86
<b>2.2.4. Acceleració longitudinal .....</b>	<b>89</b>
2.2.4.1. Resultats xassís Selex STIII.....	89
2.2.4.2. Resultats xassís prototip.....	90
<b>2.2.5. Frenada longitudinal .....</b>	<b>92</b>
2.2.5.1. Resultats xassís Selex STIII.....	92
2.2.5.2. Resultats xassís prototip.....	93
<b>2.2.6. Acceleració lateral.....</b>	<b>94</b>
2.2.6.1. Resultats xassís Selex STIII.....	94

2.2.6.2.	Resultats xassís prototip.....	95
<b>2.2.7.</b>	<b>Acceleració longitudinal i lateral .....</b>	<b>96</b>
2.2.7.1.	Resultats xassís Selex STIII.....	96
2.2.7.2.	Resultats xassís prototip.....	98
<b>2.2.8.</b>	<b>Prova reglamentada: Arc principal I.....</b>	<b>89</b>
2.2.8.1.	Resultats xassís Selex STIII.....	99
2.2.8.2.	Resultats xassís prototip.....	100
<b>2.2.9.</b>	<b>Prova reglamentada: Segon arc de protecció .....</b>	<b>102</b>
2.2.9.1.	Resultats xassís Selex STIII.....	103
2.2.9.2.	Resultats xassís prototip.....	104
<b>2.2.10.</b>	<b>Prova reglamentada: Càrrega lateral en protecció frontal .....</b>	<b>105</b>
2.2.10.1.	Resultats xassís prototip .....	106
<b>2.2.11.</b>	<b>Prova reglamentada: Resistència bastidor tubular I.....</b>	<b>107</b>
2.2.11.1.	Resultats xassís Selex STIII.....	107
2.2.11.2.	Resultats xassís prototip .....	108
<b>2.2.12.</b>	<b>Prova reglamentada: Resistència bastidor tubular II.....</b>	<b>110</b>
2.2.12.1.	Resultats xassís Selex STIII.....	110
2.2.12.2.	Resultats xassís prototip .....	112
<b>2.2.13.</b>	<b>Prova reglamentada: Resistència bastidor tubular III.....</b>	<b>113</b>
2.2.13.1.	Resultats xassís Selex STIII.....	113
2.2.13.2.	Resultats xassís prototip .....	115
<b>2.2.14.</b>	<b>Prova reglamentada: Resistència bastidor tubular IV .....</b>	<b>117</b>
2.2.14.1.	Resultats xassís prototip .....	117
<b>2.2.15.</b>	<b>Prova reglamentada: Resistència bastidor tubular V i VI.....</b>	<b>118</b>
2.2.15.1.	Resultats xassís Selex STIII.....	119
2.2.15.2.	Resultats xassís prototip .....	121
<b>2.3.</b>	<b>Anàlisi dinàmic per elements finits.....</b>	<b>122</b>
<b>2.3.1.</b>	<b>Impacte lateral .....</b>	<b>122</b>
2.3.1.1.	Resultats xassís prototip.....	123
<b>2.3.2.</b>	<b>Prova reglamentada: Impacte frontal .....</b>	<b>125</b>
2.3.2.1.	Resultats xassís prototip.....	126
<b>2.3.3.</b>	<b>Prova reglamentada: Impacte posterior.....</b>	<b>128</b>
2.3.3.1.	Resultats xassís prototip.....	128
<b>3.</b>	<b>Plec de condicions .....</b>	<b>131</b>
<b>3.1.</b>	<b>Normativa aplicada.....</b>	<b>132</b>
<b>3.2.</b>	<b>Definició material.....</b>	<b>132</b>

<b>3.2.1. Tipus d'acer .....</b>	<b>133</b>
3.2.1.1. Acer conformat en calent .....	133
3.2.1.2. Acer conformat en fred .....	133
3.2.1.3. Característiques generals dels acers .....	133
3.2.1.4. Soldabilitat de l'acer .....	134
<b>3.2.2. Acer escollit .....</b>	<b>134</b>
3.2.2.1. Característiques mecàniques .....	135
3.2.2.2. Composició química.....	135
<b>3.3. Tipus de barres .....</b>	<b>136</b>
<b>3.4. Mètodes de fabricació .....</b>	<b>137</b>
<b>3.4.1. Tall del material .....</b>	<b>37</b>
3.4.1.1. Dos talls per rectificar l'aresta sorgida en la unió dels plans .....	138
3.4.1.2. Dos o tres talls per plans successius.....	139
<b>3.4.2. Mètodes de corbat.....</b>	<b>139</b>
3.4.2.1. Corbat en fred per pressió .....	140
3.4.2.2. Corbat en fred mitjançant caixa conformadora.....	140
3.4.2.3. Corbadora de rodets .....	140
<b>3.4.3. Muntatge i puntejat previs a la soldadura.....</b>	<b>141</b>
<b>3.4.4. Soldadura.....</b>	<b>142</b>
3.4.4.1. Soldadura tipus G.M.A.W. ....	142
3.4.4.2. Soldadura semiautomàtica M.A.G. ....	143
3.4.4.3. Avantatges de la soldadura G.M.A.W respecte altres mètodes de soldadura.....	145
3.4.4.4. Equipament utilitzat en les soldadures M.A.G.....	146
3.4.4.5. Soldadura per la unió de tubs .....	147
<b>3.4.5. Acabat superficial i pintat.....</b>	<b>148</b>
<b>4. Pressupost .....</b>	<b>149</b>
4.1. Pressupost d'enginyeria .....	150
4.2. Pressupost operacional .....	150
4.3. Pressupost de construcció.....	151
4.4. Pressupost total.....	151
<b>5. Plànols .....</b>	<b>152</b>
5.1. Vista isomètrica general .....	153
5.2. Representació dièdrica del xassís .....	153
5.3. Arc de seguretat principal .....	153
5.4. Arc de seguretat secundari .....	153

5.5. Proteccions laterals.....	153
5.6. Cos central .....	153
5.7. Estructura frontal.....	153
5.8. Estructura posterior .....	153
5.9. Absorbidor d'impactes frontal.....	153
5.10. Absorbidor d'impactes posterior.....	153
5.11. Ancoratges davanters superiors .....	153
5.12. Ancoratges posterior superior.....	153
5.13. Ancoratges d'orelles posteriors .....	153
5.14. Ancoratges posteriors inferiors I.....	153
5.15. Ancoratges i cartel·la posterior inferior.....	153
5.16. Ancoratge posterior inferior II.....	153

## Índex de figures

Figura 1. Fórmula 1430 en competició .....	3
Figura 2. Renderitzat xassís original.....	4
Figura 3. Vistes generals del xassís original .....	5
Figura 4. Renderitzat del xassís PFX.....	6
Figura 5. Vistes generals del xassís .....	7
Figura 6. Situació del centre de gravetat .....	9
Figura 7. Detall del motor 1430 FD .....	11
Figura 8. Motor del formula 1430 .....	12
Figura 9. Suspensió davantera .....	14
Figura 10. Exemple de suspensió posterior .....	15
Figura 11. Ròtula tipus uniball .....	15
Figura 12. Angle de caiguda.....	16
Figura 13. Angle de convergència. ....	16
Figura 14. Sistema de direcció tipus cargols sens fi. ....	17
Figura 15. Jordi Fontanet al Jarama muntant la carrosseria ample .....	18
Figura 16. Xassís de travessers .....	21
Figura 17. Xassís autoportant. ....	21
Figura 18. Xassís amb tecnologia Space Frame .....	22
Figura 19. Xassís tubular del Volkswagen Race Toureg 3. ....	23
Figura 20. Vista isomètrica del xassís tubular final .....	23
Figura 21. Esbós del patró d'entrada al habitable.....	24
Figura 22. Croquis disposició dels arcs de seguretat. ....	25
Figura 23. Variació del eix de balanceig.....	28
Figura 24. Croquis del pilot. ....	29
Figura 25. Dissenys previs .....	30
Figura 26. Algoritme de disseny .....	32
Figura 27. Mesurador laser Stantley TLM 100i+ .....	34
Figura 28. Posició d'elements de referència.....	34
Figura 29. Models d'elements simplificats.....	35
Figura 30. Vista general del Selex STIII .....	36
Figura 31. Entorn modelatge NX 8.....	37
Figura 32. Navegador de la peça .....	38
Figura 33. Croquis en 2D.....	39
Figura 34. Extrusionat d'un croquis .....	39
Figura 35. Motor estilitzat .....	40
Figura 36. Execució de l'eina "barrido" .....	40
Figura 37. Exemple de discretització (mallat) en 2D. ....	42
Figura 38. Passos inicials FEM .....	44
Figura 39. Assignació de materials. ....	44
Figura 40. Mallat del xassís optimitzat amb elements CBEAM tubulars en 1D. ....	45

Figura 41. Tipus de restriccions .....	46
Figura 42. Exemple de diferents càrregues aplicades sobre el model.....	47
Figura 43. Exemple de resultats de desplaçaments .....	47
Figura 44. Vista general del disseny final .....	50
Figura 45. Corrosió electroquímica. ....	55
Figura 46. Senyals temporals (Força/Temps) .....	59
Figura 47. DEP de les senyals temporals (Força2/freqüència) .....	61
Figura 48. Esquema bidimensional d'acceleració longitudinal.....	65
Figura 49. Diagrama bidimensional en vista transversal.....	69
Figura 50. Desplaçament provocat per les inèrcies al pas per corba .....	70
Figura 51. Diagrama roda-mangueta .....	71
Figura 52. Condicions de contorn en hipòtesis d'impacte. ....	76
Figura 53. Estat de les tensions Von Mises en el mode de vibració 7 (STIII).....	78
Figura 54. Diagrama de desplaçaments en el mode de vibració 7 (STIII).....	79
Figura 55. Estat de les tensions Von Mises en el mode de vibració 7 (PFX) .....	80
Figura 56. Diagrama de desplaçaments en el mode de vibració 7 (PFX) .....	80
Figura 57. Estat de les tensions Von Mises en el mode de vibració 13 ( PFX) .....	81
Figura 58. Diagrama de desplaçaments en el mode de vibració 13 (PFX) .....	81
Figura 59. Estat de les tensions Von Mises per l'anàlisi a flexió (STIII) .....	82
Figura 60. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi a flexió (STIII) .....	83
Figura 61. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi a flexió (PFX).....	83
Figura 62. Estat de les tensions Von Mises per l'anàlisi a flexió (STIII) .....	84
Figura 63. Estat de les tensions Von Mises per l'anàlisi a torsió (STIII).....	85
Figura 64. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi a torsió (STIII).....	85
Figura 65. Condicions contorn, hipòtesis de torsió.....	87
Figura 66. Estat de les tensions Von Mises per l'anàlisi a torsió (PFX) .....	87
Figura 67. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi a torsió (PFX) .....	88
Figura 68. Tensions de Von Mises per l'anàlisi d'acceleració longitudinal (STIII).....	89
Figura 69. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi d'acceleració longitudinal (STIII).....	90
Figura 70. Tensions de Von Mises per l'anàlisi d'acceleració longitudinal (PFX) .....	91
Figura 71. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi d'acceleració longitudinal (PFX) .....	91
Figura 72. Diagrama de desplaçaments en frenada (STIII) .....	92
Figura 73. Diagrama de tensions Von Mises en frenada (PFX) .....	93
Figura 74. Diagrama de desplaçaments per frenada (PFX) .....	93
Figura 75. Estat de les tensions Von Mises per sol·licitacions d'acceleració lateral (STIII).....	94
Figura 76. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi d'acceleració lateral(STIII) .....	95
Figura 77. Estat de les tensions Von Mises per sol·licitacions d'acceleració lateral (PFX) .....	95
Figura 78. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi d'acceleració lateral (PFX) .....	96
Figura 79. Estat de les tensions Von Mises per sol·licitacions combinades d'acceleració (STIII) .....	97
Figura 80. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi d'acceleracions combinades (STIII) .....	97
Figura 81. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi d'acceleracions combinades (PFX).....	98



Figura 82. Estat de les tensions Von Mises per sol·licitacions normatives sobre l'arc (STIII).....	99
Figura 83. Diagrama de desplaçaments per la prova reglamentada sobre l'arc principal (STIII).....	100
Figura 84. Estat de les tensions Von Mises per sol·licitacions normatives sobre l'arc (PFX) .....	101
Figura 85. Diagrama de desplaçaments per la prova reglamentada sobre l'arc principal (PFX) .....	102
Figura 86. Estat de les tensions Von Mises per la prova reglamentada sobre l'arc secundari (STIII).....	103
Figura 87. Diagrama de desplaçaments per la prova reglamentada sobre l'arc secundari (STIII).....	104
Figura 88. Diagrama de tensions Von Mises per prova sobre l'arc secundari (PFX) .....	104
Figura 89. Diagrama de desplaçaments per prova sobre l'arc secundari (PFX).....	105
Figura 90. Diagrama de tensions Von Mises per la prova 10 (PFX).....	106
Figura 91. Diagrama de desplaçaments per la prova 10 (PFX) .....	106
Figura 92. Estat de les tensions Von Mises per la prova de resistència del bastidor I (STIII).....	107
Figura 93. Diagrama desplaçaments per la prova de resistència del bastidor I (STIII).....	108
Figura 94. Diagrama de tensions per la prova 11 (PFX) .....	109
Figura 95. Diagrama de desplaçaments per la prova 11 (PFX) .....	110
Figura 96. Estat de les tensions Von Mises per la prova de resistència del bastidor II (STIII).....	111
Figura 97. Diagrama desplaçaments per la prova de resistència del bastidor II (STIII).....	111
Figura 98. Diagrama de tensions Von Mises per la prova de bastidor II (PFX).....	112
Figura 99. Diagrama de desplaçaments per la prova de bastidor II (PFX) .....	113
Figura 100. Estat de les tensions Von Mises per la prova 13 (STIII).....	114
Figura 101. Diagrama de desplaçaments per la prova 13 (STIII).....	115
Figura 102. Diagrama de tensions Von Mises per la prova de bastidor III (PFX).....	116
Figura 103. Diagrama de desplaçaments per la prova de bastidor III (PFX) .....	116
Figura 104. Diagrama de tensions Von Mises per la prova de bastidor IV (PFX) .....	117
Figura 105. Diagrama de desplaçaments per la prova de bastidor IV (PFX) .....	118
Figura 106. Estat de les tensions Von Mises per la prova de resistència del bastidor V (STIII) .....	119
Figura 107. Detall sobre les tensions de Von Mises (STIII) .....	120
Figura 108. Diagrama desplaçaments per la prova de resistència del bastidor V (STIII).....	120
Figura 109. Estat de les tensions Von Mises per la prova de resistència del bastidor V (PFX) .....	121
Figura 110. Diagrama de desplaçaments per la prova de resistència del bastidor V (PFX).....	122
Figura 111. Estat de tensions Von Mises per la simulació d'impacte lateral sobre sol·licitada.....	123
Figura 112. Estat de tensions Von Mises per la simulació d'impacte lateral II .....	124
Figura 113. Diagrama desplaçaments per la simulació d'impacte lateral .....	125
Figura 114. Estat de tensions Von Mises per la simulació d'impacte frontal .....	126
Figura 115. Diagrama desplaçaments en la direcció Z per la simulació d'impacte frontal.....	127
Figura 116. Diagrama desplaçaments totals hipòtesis d'impacte frontal .....	127
Figura 117. Estat de tensions Von Mises per la simulació d'impacte posterior .....	128
Figura 118. Diagrama desplaçaments per la simulació d'impacte posterior .....	129
Figura 119. Perfils tubulars .....	136
Figura 120. Mètode dels dos talls .....	138
Figura 121. Serrat mitjançant el mètode de plans successius.....	139
Figura 122. Corbat per pressió .....	140

Figura 123. Esquema de corbat mitjançant caixa conformadora .....	140
Figura 124. Corbat mitjançant corròns.....	141
Figura 125. Exemple de bastidor i útils de fusta .....	141
Figura 126. Esquema soldadura M.A.G.....	143
Figura 127. Equipament de soldadura .....	146
Figura 128. Unions de tubs per les soldadures.....	147

## *Índex de taules*

Taula 1. Especificacions xassís Selex STIII .....	4
Taula 2. Dimensions generals del vehicle.....	8
Taula 3. Pesos del vehicle .....	8
Taula 4. Característiques tècniques del motor.....	13
Taula 5. Relacions de transmissió.....	14
Taula 6. Angles de caiguda i convergència .....	16
Taula 7. Característiques tècniques de les rodes .....	17
Taula 8. Especificacions xassís Selex STIII .....	48
Taula 9. Materials utilitzats en el disseny del xassís. ....	49
Taula 10. Freqüències de funcionament .....	62
Taula 11. Paràmetres utilitzats en els càlculs de celeritat longitudinal.....	67
Taula 12. Distribució de pesos a velocitat constant. ....	68
Taula 13. Distribució de pesos amb acceleració de 0,7G.....	68
Taula 14. Distribució de pesos amb desacceleració de 1G.....	68
Taula 15. Paràmetres de la suspensió. ....	73
Taula 16. Forces en suspensió anteriors.....	74
Taula 17. Forces en suspensió posterior.....	75
Taula 18. Resultat de les forces sofertes durant les hipòtesis d'impacte.....	76
Taula 19. Modes de vibració (STIII).....	77
Taula 20. Modes de vibració xassís (PFX) .....	79
Taula 21. Propietats dels acers estructurals .....	133
Taula 22. Designació material escollit.....	134
Taula 23. Característiques mecàniques del acer St 52-3 .....	135
Taula 24. Anàlisi químic del acer St 52-3 .....	135
Taula 25. Diferències entre M.I.G i M.A.G.....	142
Taula 26. Característiques fil consumible DMO-IG .....	147
Taula 27. Pressupost enginyeria .....	150
Taula 28. Pressupost operacional .....	150
Taula 29. Pressupost de construcció.....	151
Taula 30. Pressupost general.....	151



Escola Politècnica Superior  
d'Enginyeria de Vilanova i la Geltrú

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

# 1. Memòria



Escola Politècnica Superior  
d'Enginyeria de Vilanova i la Geltrú

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

## 1.1. Introducció

El projecte final de carrera que es presenta a continuació vol mostrar el procés per la realització del disseny d'un xassís per un vehicle monoplaça pensat per córrer en circuits de velocitat. Aquest disseny es basa en un model real, d'un xassís de Selex STIII, que havia competit en la Formula 1430 al principi dels anys setanta, el disseny que es presenta vol representar una millora d'aquest.

El disseny d'un vehicle de competició és un reclam important per un alumne que està finalitzant els estudis i ofereix una bona oportunitat per realitzar un projecte final de carrera, alhora que adquireix capacitats i coneixements per la realització de projectes multidisciplinaris i sobre el món de la competició. En el meu cas, aquest efecte es veu amplificat per la meua passió per el món del motor i la possibilitat d'accedir al model real de formula 1430, aquestes han sigut les principals motivacions, juntament amb la voluntat de realitzar el disseny propi d'un vehicle de construcció factible.

El projecte en qüestió tracta sobre el disseny de l'estructura del vehicle monoplaça, realitzant inicialment, una definició de les característiques tècniques del vehicle, així com les solucions de disseny adoptades, per passar després a la part de càlculs i simulacions, per poder donar per vàlid l'optimització del model. Per últim, s'exposa el pressupost i un estudi del impacte ambiental, finalitzant el document amb les conclusions adients.

Una part molt important d'aquest projecte és l'anàlisi estructural del xassís, ja que dona validesa al disseny del mateix. Un cop coneguts els criteris de disseny utilitzats en el món del automobilisme, juntament amb el compliment de les proves marcades per la normativa, s'ha optat en gran mesura per una eina de càlcul potent i de senzilla comprensió però alhora complicada de fer servir: el mètode de càlcul per la teoria d'elements finits, i que no hagués estat possible sense la utilització del programa NX8.

## 1.2. Objecte

Aquest projecte pretén obtenir el disseny d'un xassís prototip de vehicle tipus fórmula, sempre com una optimització i adaptació als temps actuals del model real d'un monoplaça de la Fórmula 1430, i seguint les premisses que varen portar a l'èxit a la categoria en els anys 70, senzilla constructiva i uns costos reduïts.

Els objectius del projecte queden doncs molt definits ja que és vol assolir el disseny, estudi i simulació de l'estructura, satisfent les següents finalitats:

-Obtenir un disseny vàlid atenint-se a la reglamentació adient i amb els requisits i hipòtesis exposades al llarg del projecte.

-Calcular i analitzar, principalment amb la simulació mitjançant elements finits, els resultats necessaris, analitzant-los i extraient les conclusions adients.

-Definir i justificar, mitjançant el present document, les solucions de disseny i constructives adoptades i realitzar una anàlisi econòmic del projecte.

Cal destacar que és tracta d'un projecte docent, i com a tal té l'objectiu d'aplicar, relacionar i saber sintetitzar molts dels conceptes i coneixements adquirits al llarg de la carrera, per tal d'assolir els objectius establerts, amb el màxim de rigor i ajustats a condicions reals.

### 1.3. Abast del projecte

L'abast d'aquest treball és tot el necessari per la creació d'un projecte automobilístic que doni forma a les idees per la realització d'un xassís. En això s'estima, la presentació i justificació de les especificacions bàsiques, explicació dels mètodes i solucions de disseny adoptades, així com les normatives complimentades, realització dels càlculs justificatius adients i realitzar una base de càlcul de simulació mitjançant el mètode dels elements finits per tal d'obtenir unes conclusions finals.

Tot això tenint en compte que el temps és reduït, per tant és necessari realitzar una planificació d'activitats i paral·lelitzar la feina a realitzar sempre que sigui possible.

### 1.4. Antecedents

Aquest projecte té unes arrels molt fortes en la fórmula 1430, on el meu pare havia corregut i encara conserva el vehicle en bon estat. Aquest és un dels principals motius de la realització d'aquest projecte i una bona part del mateix, amb el corresponent anàlisi del xassís.

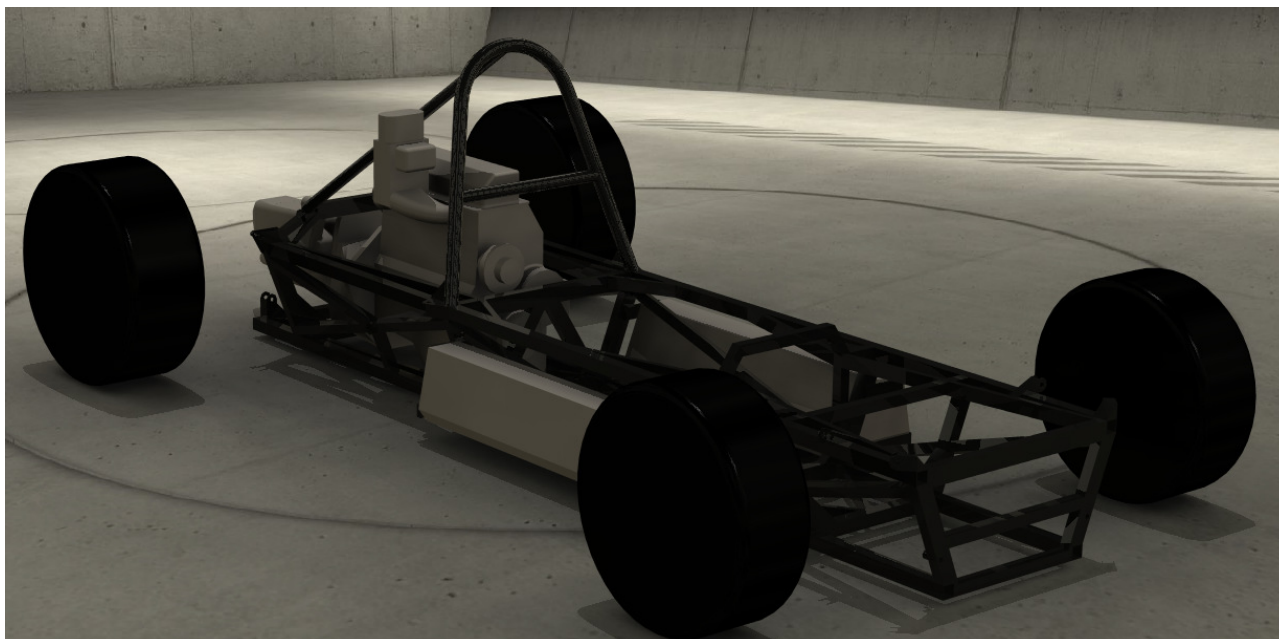
Per tant, el disseny del xassís del prototip sorgeix de l'idea d'optimitzar i adaptar el xassís del monoplaça original a l'època actual, amb les corresponents millores de seguretat, tecnologia, etc. i per fer-ho es va agafar com a punt de partida el Selex del meu pare.



Figura 1. Fórmula 1430 en competició

El STIII és un monoplaça petit, dissenyat per SELEX al principi dels anys 70 per competir en la recent creada Fórmula 1430. La seva principal virtut era el preu, tenia un preu relativament barat, en part gràcies a que Seat cedia alguns dels components més cars del vehicle (motor, canvi...), això alhora era un dels seus punts forts, ja que la competició es convertia en molt igualada i entretinguda, cosa que va portar al èxit la categoria i a la promoció de nous pilots espanyols.

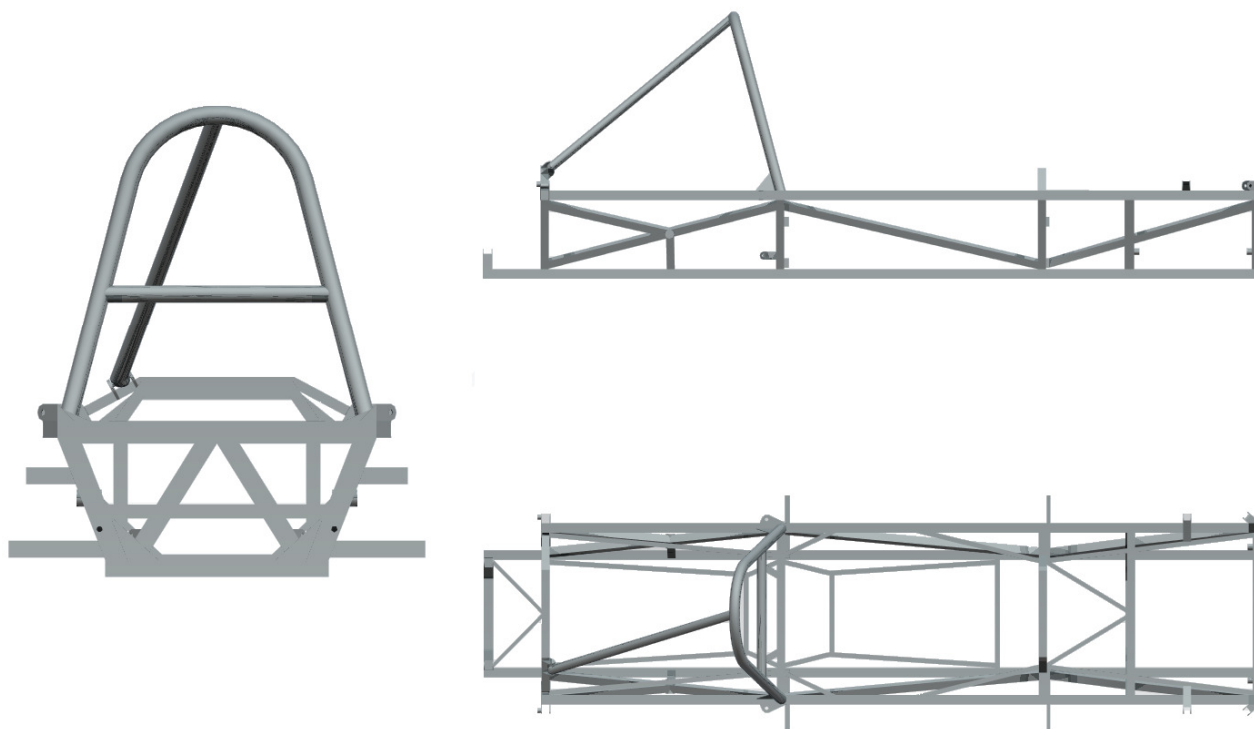
Per tant, el pas previ al disseny del xassís prototip, serà el modelatge i estudi de l'estructura tubular original, per tal de donar una idea inicial, i els principals problemes a solucionar, així com poder comparar el seu comportament en els diferents cassos estudiats. A continuació podem veure les especificacions generals del xassís STIII.



**Figura 2. Renderitzat xassís original**

Estructura	Xassís tubular d'acer
Material	Acer estructural amb alta concentració de níquel
Massa del xassís	49 Kg
Repartiment pes eix anterior/posterior en %	33/67
Mètode d'unió	Soldadura amb aportació de material
Longitud total	2442 mm
Distància entre eixos	2100 mm
Amplada total	742 mm
Alçada total	828 mm
Via anterior	1104 mm
Via posterior	1112 mm
Distància entre el inici del cotxe i el eix anterior	237 mm
Distància entre el final del cotxe i el eix posterior	105 mm
Amplada interior	508 mm

**Taula 1. Especificacions xassís Selex STIII**



**Figura 3. Vistes generals del xassís original**

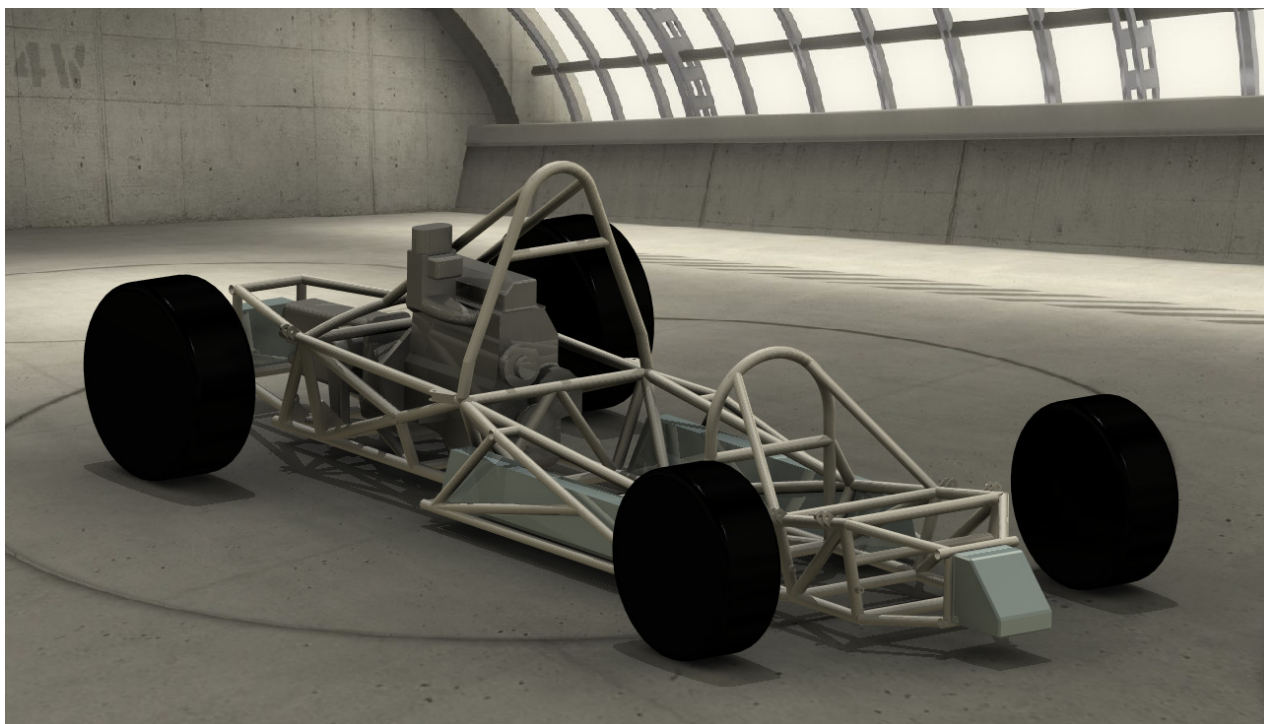
## **1.5. Especificacions tècniques del vehicle**

Seguidament es detallen les característiques tècniques del vehicle en qüestió i sobretot s'emfatitzarà en els aspectes i característiques més determinants alhora d'idear el xassís.

### **1.5.1. Característiques generals**

El nostre prototip és una versió optimitzada i adaptada als temps actuals de un SELEX STIII ; és tracta d'un fórmula, un vehicle monoplaça de cabina oberta amb tracció posterior i motor central, i especialment dissenyat per competir en automobilisme, principalment de velocitat en circuit, encara que en els anys 70 també es veien molt en pujades en costa. El seu baix pes, juntament amb una bona aerodinàmica i un centre de gravetat baix el fan un vehicle molt ràpid i àgil malgrat la seva escassa potencia (uns 90 CV).





**Figura 4. Renderitzat del xassís PFX**

Cal esmentar que, al partir de la base del model original Selex, els elements del cotxe són els mateixos, per tant moltes peces es poden considerar homologades, ja que eren cedides per la mateixa Seat. També s'ha intentat diferir el menys possible sobre les mesures originals, respectant la normativa adient (*FEA NF-1430 Art 3º.1 Carroceria*) alhora que es realitzen les optimitzacions conforme el criteri de disseny que més endavant explicaré.

#### *1.5.1.1. Classificació del vehicle*

El vehicle original en els anys 70 estava integrat dintre de la categoria Fórmula 1430, encara que el xassís estava basat en l'experiència de Selex a la Fórmula III amb el STII. La normativa d'aquesta categoria (Exposada a l'annex II) era simple i poc restrictiva, només limitant pes i via mínima y la distancia entre eixos. La seguretat en el disseny del xassís era casi inexistente, només obligant a portar un arc de seguretat.

En el nostre disseny, degut a la antiguitat y falta de seguretat en la normativa, hem decidit adapta-la; agafant com a base el reglament de la FIA, exactament l'apèndix J, el nostre vehicle es classificaria de la següent manera:

**- Article 251:** "Classificacions i Definicions"

Segons aquest article el cotxe estaria a la categoria II, grup E: "Vehicles de competició de Fórmula Lliure" amb classe 8 a nivell de cilindrada. En quan a reglament específic ens regirem per el següent codi tècnic:

**- Article 277:** "Reglament Tècnic per a Fórmula Lliure"

En aquest apartat trobem diferents grups depenent de les característiques del cotxe (derivat de producció, Sport, Fórmula Lliure...), el vehicle pel qual es projecta el xassís és classificat en el subgrup SS: "Vehicles de tipus monoplaça de carrera de Fórmula Internacional o de Fórmula Lliure". Aquí podem trobar part del

reglament que cal aplicar, així com la referència als demés articles necessaris i que s'explicaran al llarg del projecte i estan exposats en l'annex corresponent.

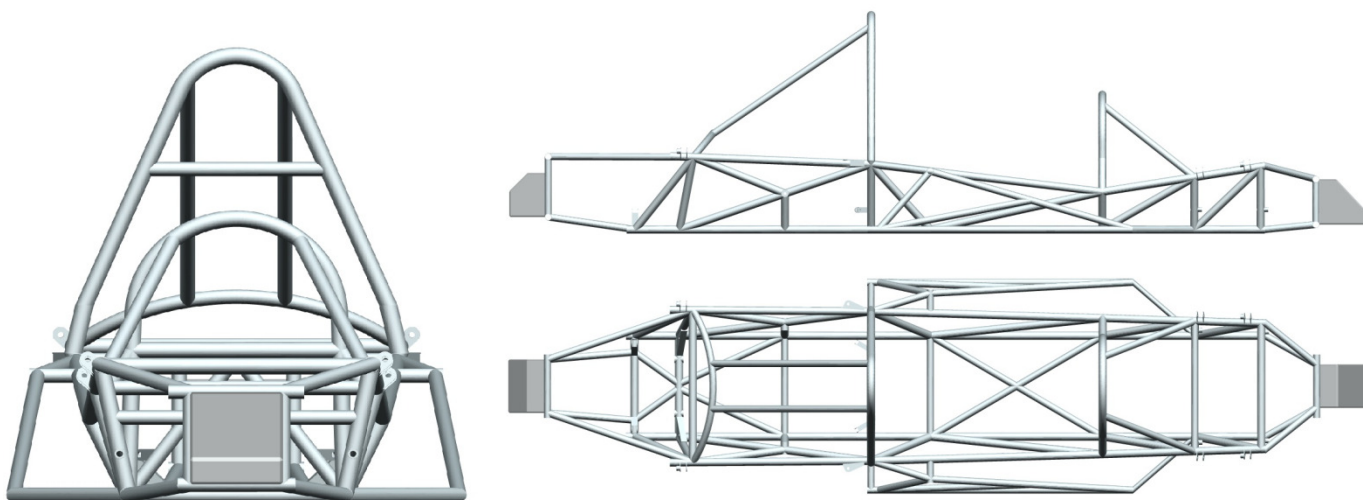
Com el nostre prototip no esta pensat per a ingressar directament en competició, la normativa no s'ha complert al peu de la lletra en tots els aspectes, ja que entraria en conflicte amb moltes característiques del vehicle base i obligarien a variar alguns components, per tant s'ha seguit la següent successió per l'aplicació dels reglaments tècnics, i que s'explica específicament en cada apartat del projecte:

S'agafa com ha base el disseny del vehicle original, tal com distancia entre eixos, via mínima o la distribució dels elements, si alguna d'aquestes característiques no compleix amb la normativa vigent (*FIA Art. 277 Reglamento Técnico para la Fórmula Libre*), s'adaptarà per tal de complir-la, a menys que entri en conflicte amb les mesures del reglament original o faci variar la composició dels diferents components en gran mesura. Es compliran tots els test estàtics que marqui el reglament i en cas de trobar varies definicions, sempre s'agafarà la més restrictiva. Igualment, en cada apartat del projecte on aparegui normativa, s'explicarà quina i com s'ha aplicat.

#### 1.5.1.2. Dimensions generals

Per les dimensions del xassís ens hem basat en el xassís original, complint la normativa de la F-1430 (*FEA NF-1430 Art 3°.1 Carroceria*), que ens acota la distancia entre eixos a un mínim de 2,0 metres i una amplada de vies mínima de 1,1 metres.

Per tant, les mesures son similars al original, respectant les dimensions mínimes per requeriments dels elements o ergonomia i les hem variat quan em cregut necessari per tal de millorar alguns aspectes com la seguretat o maniobrabilitat.



**Figura 5. Vistes generals del xassís**

A continuació tenim una taula recopilatòria amb les dimensions principals:

Longitud total	3083 mm
Longitud total amb absorbidors d'impactes	3414 mm
Distància entre eixos	2270 mm
Amplada total	852 mm
Alçada total	859 mm
Via anterior	1104 mm
Via posterior	1112 mm
Distància entre el inici del cotxe i el eix anterior	332 mm
Distància entre el final del cotxe i el eix posterior	478 mm
Amplada interior	548 mm
Amplada seient	390 mm

**Taula 2. Dimensions generals del vehicle**

### 1.5.1.3. Distribució de pesos

En la següent taula, podem observar la distribució de pesos del monoplaça

Pes estructura tubular	79,4 Kg
Pes absorbidor d'impactes anterior	0,39 Kg
Pes absorbidor d'impactes posterior	0,41 Kg
Pes motor	93,9 Kg
Pes transmissió	44,6 Kg
Pes equivalent al conjunt de trens de rodes	79 Kg
Pes elements carrosseria	25 Kg
Pes total altres components	129 Kg
Pes total sense combustible	451,7Kg
Pes pilot	75 Kg
Pes combustible	24,5 Kg
Repartiment pes eix anterior/posterior en %	37,5/62,5
Pes total en ordre de carrera	551,2 Kg

**Taula 3. Pesos del vehicle**

S'ha intentat reduir el pes del conjunt al mínim per tal d'apropar-se el màxim possible a la normativa (450 Kg buit, segons *FIA Art. 277 Apt. 3 Peso mínimo*), buscant el rendiment més alt. El baix pes del vehicle és una de les seves característiques principals, que el fa ideal per obtenir altes velocitats. Té una relació pes potencia de 4,89 Kg/Cv, bastant bona, sobretot en la seva època, que li permetia arribar a velocitats properes als 200 Km/h i una acceleració també molt bona.

En el repartiment de pesos també s'ha intentat trobar la relació ideal 50/50, però en aquest tipus de vehicles es fa difícil el repartiment de pesos a causa del poc marge per distribuir els diferents elements. El principal problema és que la majoria del pes es troba en la part posterior (motor-canvi) i per tant, la massa recau sobre el tren posterior, això provoca que el cotxe pugui sofrir de cert sub-viratge, sobretot al accelerar, encara que aquest efecte s'equilibra al tractar-se d'un vehicle amb tracció posterior, ja que millora el repartiment de pesos aparent generat per les forces d'inèrcia al accelerar, millorant també la tracció.

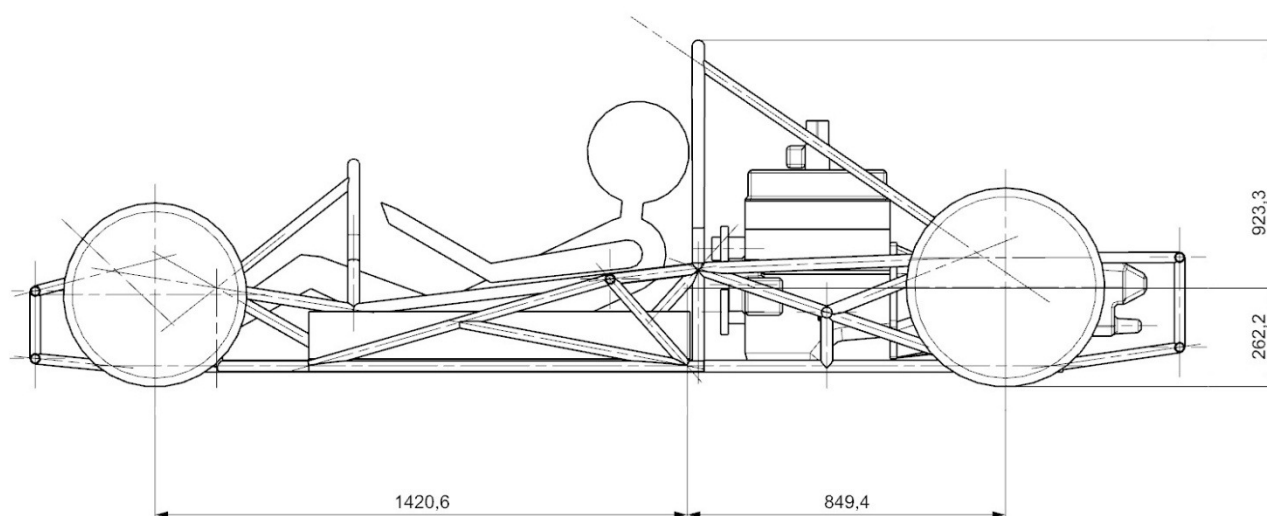
#### 1.5.1.4. Centre de gravetat

Íntimament relacionat amb l'apartat anterior, el centre de gravetat és un altre dels punts claus alhora de millorar el comportament dinàmic del formula. En aquest aspecte, el principal objectiu és obtenir un centre de gravetat el més baix i centrat possible; Aconseguir un centre de gravetat el més baix possible és molt important, ja que millora molts aspectes del comportament, com el balanceig, el repartiment de forces i les inèrcies, etc. millorant la seva conducció, i indirectament pot implicar una millora de l'aerodinàmica al tenir una secció més baixa.

En el nostre projecte partim d'un centre de gravetat baix i una mica endarrerit, a causa del repartiment de pesos, explicat en el apartat anterior. S'ha intentat millorar aquest aspecte en la mesura del possible, introduint les següents millores:

- Posicionar els dipòsits una mica més avançats i baixos.
- Posicionar els reforços el més baix possible, principalment en la part inferior, sempre en mesura del possible.
- Canviar les subjeccions del motor-transmissió, intentat reduir el CDG

Aquí es mostra una figura amb la posició exacta del centre de gravetat del vehicle en condicions de carrera, és a dir tenint en compte el pes del pilot i el combustible:



**Figura 6. Situació del centre de gravetat**

#### 1.5.1.5. Seguretat i ergonomia

L'ergonomia, com a disciplina que tracta de millorar les interaccions entre les persones i els elements d'un sistema, també es molt important en un vehicle, per tal de millorar el binomi home-màquina, fent-lo més rendible. Alguns aspectes que s'han tingut en compte alhora del disseny són:

- El pilot ha de comptar amb l'espai necessari en la cabina de conducció, tant a la zona de les extremitats inferiors com en les superiors.

- El vehicle ha d'estar equipat amb un seient confortable, ja que les característiques del vehicle fan que el pilot rebi amb molta intensitat les reaccions del fórmula.
- L'accés i desallotjament del vehicle ha de ser còmode i sense cap tipus d'impediment, i s'ha de realitzar en menys de 5 segons, com indica la normativa. (*FIA Art. 275 Apt. 13.1 Cockpit opening*)
- El pilot assegut en posició de pilotatge ha de tenir una bona visibilitat tant del terreny com dels components necessaris per conduir el vehicle correctament.
- El pilot assegut en posició de pilotatge ha de tenir abast a tots els components del vehicle que siguin necessaris per al seu correcte funcionament.

En referència a la seguretat, la normativa i els aspectes de seguretat que es veuen afectats durant el disseny del xassís estan esmentats en apartats posteriors, a més a més, pel que fa a la seguretat del vehicle i del pilot s'han tingut en compte els aspectes normatius següents, segons la normativa de la *FIA Art. 277 Reglamento Técnico para la Fórmula Libre*:

- Seguretat del sistema de frenat (*FIA Art. 275 Apt. 11.1 Double circuit*)
- Interruptors de seguretat del sistema elèctric (*FIA Art. 275 Apt. 14.2 Master switch*)
- Conductes de combustible, bombes i filtres (*FIA Art. 259 Apt. 6.2 Conductos, bombas y filtros*)
- Orificis d'ompliment i taps (*FIA Art. 259 Apt. 6.4 Orificios de llenado y tapón*)
- Combustible (*FIA Art. 259 Apt. 6.1 Especificacion del combustible*)
- Recuperador d'olis (*FIA Art. 259 Apt. 7.4 Recuperador de aceite*)
- Cables elèctrics (*FIA Art. 259 Apt. 8.5 Cables*)
- Arnesos de seguretat (*FIA Art. 275 Apt. 14.4 Safety belts*)
- Ubicació longitudinal del sistema de lubricació (*FIA Art. 275 Apt. 7.2 Longitudinal location of oil system*)
- Marxa enrere (*FIA Art. 275 Apt. 9.3 Reverse gear*)
- Material de les rodes (*FIA Art. 275 Apt. 12.2 Wheel material*)
- Instal·lació d'un sistema d'extinció de foc (*FIA Art. 275 Apt. 14.1 Fire extinguishers*)
- Posició i mides dels retrovisors (*FIA Art. 275 Apt. 14.3 Rear view mirrors*)
- Llum de seguretat (*FIA Art. 275 Apt. 14.5 Rear light*)
- Característiques del seient (*FIA Art. 275 Apt. 14.7 Seat fixing and removal*)

### 1.5.2. Motor, alimentació i escapament

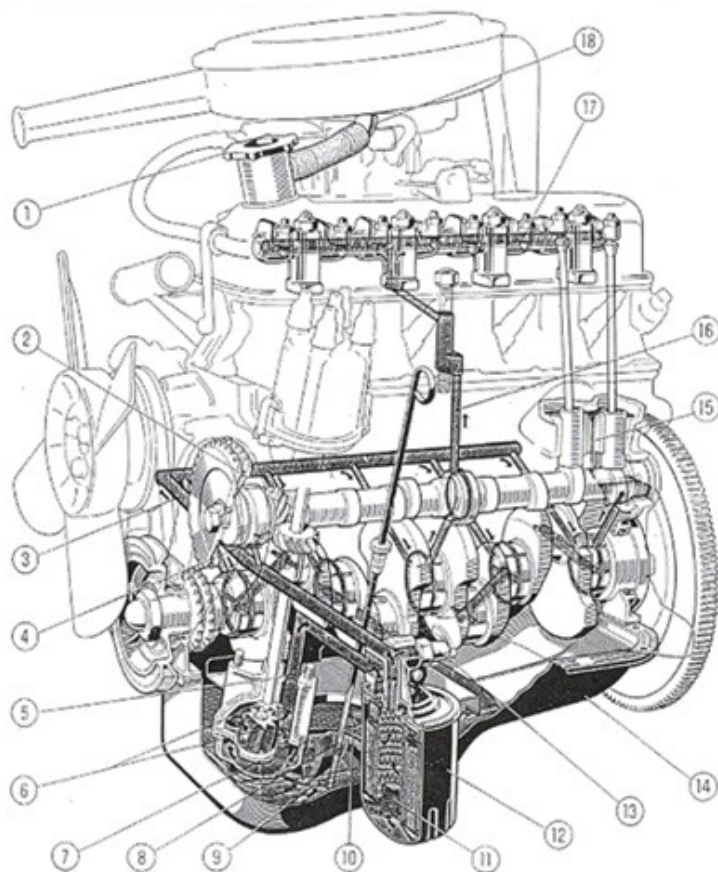
El motor és el mateix que muntaven els Seat 1430 de carrer, però amb lleugeres modificacions que permetia la normativa (*FEA NF-1430 Art 3º.3 Motor*) per tal de millorar el seu rendiment (principalment de posta a punt). El tracta d'un MACI d'encesa provocada (MEP) i quatre cilindres, amb bloc de fossa i culata d'aliatge situat en posició central longitudinal, és a dir per davant de l'eix posterior.



Per l'admissió s'utilitza un carburador de doble cos del tipus 32 DHS-26 fabricat per Bressel al qual també se li realitzen algunes modificacions generals i és vital fer una posta a punt per a cada situació de carrera en funció de les condicions ambientals (altura, humitat, etc) a diferència dels actuals sistemes d'injecció. Per últim, s'elimina qualsevol tipus de silenciador d'escapaments i es dissenya un sistema lliure per optimitzar la sortida de gasos, sense entrar amb conflicte amb la normativa (*FEA NF-1430 Art 3°.3.4 Escape*)

Els dipòsits estan situats ambdós costats del pilot, aquesta situació no és acceptada per la FIA (*FIA Art. 275 Apt. 6.1 Fuel tanks*), ja que la normativa actual obliga a posicionar-lo per darrera del pilot, entre ell i el motor, i això obligaria a variar dràsticament la posició dels components, entrant amb conflicte amb altres punts del reglament, així com les dimensions manades a la F-1430, per tant, es pesarà per alt aquest aspecte del reglament, ja que el nostre prototip no esta pensat per entrar directament en competició.

Els dipòsits tenen una capacitat de 18 litres cadascun, disposant d'un total de 36 litres, el màxim que marca la normativa original (*FEA NF-1430 Art 3°.1 Carroceria*). Estan construïts en metall, mitjançant soldadura de xapes d'acer estampat i recobert de plom. Aquest recobriment esta actualment prohibit per la seva nocivitat, per tant es podria substituir per un recobriment d'una conductivitat mínima, com l'alumini o zinc-estany. S'ha escollit aquest tipus de dipòsits perquè resulten més fàcils de dissenyar i adaptar i surten més econòmics que els de plàstic (HDPE) en petites quantitats.



**Figura 7. Detall del motor 1430 FD**

Per tal de guanyar aquesta potencia extra respecte el model original, uns 15-20 Cv, se li realitzen les següents modificacions:

-D'una banda es supprimeixen elements innecessaris per competició i que milloren el rendiment del motor, com poden ser l'alternador, el ventilador del radiador d'aigua, el filtre d'aire, el silenciador del escapament o l'ajuda d'encesa "starter".

-En quan a les modificacions per augmentar la potència:

Rebaixar la culata fins els mínims establerts per la normativa i instal·lar una junta de culata més estreta, amb aquest treball s'augmenta la compressió i per tant es millora l'eficiència tèrmica guanyant potencia.

Disminuir el pes del volant d'inèrcia fins el mínim autoritzat, provocant una disminució del pes total i un augment de l'acceleració, en canvi es perd una mica de parell motor a baixes revolucions.

Equilibrar les bieles i el cigonyal tot disminuint el seu pes deixant-lo també a pesos mínims, aquesta millora provoca menys vibracions i que el motor pugui pujar més de voltes al estar millor equilibrat.

Treballar en el carburador: primer que res s'augmenta el pas de benzina i aire fent els forats més grans amb una lima o canviant els chiclès, els difusors però no es podien tocar ja que no estava permès. També s'avança l'entrada en funcionament dels segon cos. Això provoca un bon augment de potència, encara que també fa que gastis més benzina.

Millorar l'encesa de la barreja d'aire i benzina; aquí s'avançava lleugerament el moment de l'activació de les bugies i aquestes es canviaven per unes de quatre elèctrodes que donaven millor rendiment.



**Figura 8. Motor del formula 1430**

En la següent taula trobem les característiques tècniques del motor en qüestió:

Motor	
Model	FD
Número de cilindres	Quatre en línia
Diàmetre i cursa dels pistons	80x71,5
Cilindrada total	1438 cm <sup>3</sup>
Vàlvules	Escapament i admissió per cilindre, 8 en total
Potència màxima	92 Cv (67,66 kW)
Parell motor	124,59 N·m a 3.600 r.p.m
Regim màxim de revolucions	6.600 r.p.m
Potència fiscal	10 Cv
Relació de compressió	10,2:1
Escapament	Sistema d'escapament lliure, que primer forma quatre sortides, després passa a dues i finalment a una per guanyar eficiència
Distribució	
Vàlvules en cap i arbre de lleves situat al bloc.	
Accionament	Mitjançant corretja dentada
Dades de distribució	
Admissió	
-Començament: Abans del P.M.S	10°
-Fi: després del P.M.I	49°
Escapament	
-Començament: Abans del P.M.S	50°
-Fi: després del P.M.I	9°
Joc entre discs de empeny i arbre de distribució amb motor fred	0.20 ± 0,05 mm
Alimentació	
Tipus	Carburador Bressel tipus 32 DHS-26 de doble cos i aspiració invertida, amb funcionament sincronitzat de l'obertura de les dues claus de pas, "starter" bomba d'acceleració
	<b>1<sup>er</sup> cos</b> <b>2<sup>on</sup> cos</b>
Diàmetre dels difusors (mm)	23      23
Diàmetre dels sortidors principals (mm)	1,35      1,50
Diàmetre dels sortidors del mínim (ralentí) (mm)	0,60      0,60
Diàmetre del sortidor de la bomba d'acceleració (mm)	0,40      ----
Diàmetre del sortidor d'aire principal (mm)	1,60      1,60
Dispositiu de sobrealimentació (mm)	
-Diàmetre del sortidor d'aire (mm)	----      2,00
-Diàmetre del sortidor de combustible (mm)	----      1,90
-Diàmetre del sortidor de la barreja (mm)	----      1,90
Lubrificació	
A pressió, activada per bomba d'engranatges i amb vàlvula de descarrega. Completa depuració de l'oli mitjançant un filtre amb cartutx de cabal total. Radiador d'oli.	
Refrigeració	
El sistema de refrigeració està compres per un radiador i un dipòsit de expansió suplementari. El sistema funciona mitjançant una bomba centrífuga amb termòstat situat a la sortida d'aigua del motor.	
Encès	
Ordre d'encès	1-3-4-2
Avanç inicial	10°
Avanç automàtic	20° ± 2°
Joc entre els contactes del ruptor	0.30 ~ 0.35
Bugies	De quatre elèctrodes, ø14x1,25 mm

**Taula 4. Característiques tècniques del motor.**



### 1.5.3. Transmissió

El monoplaça incorpora un canvi de Seat 600 D en posició invertida per darrera del motor. Es tracta d'un Canvi de quatre velocitats i marxa enrere amb dispositiu sincronitzador. El canvi es troba a la dreta del habitacle, vora el volant i situat a l'alçada del pla superior del xassís, per la transmissió del moviment fins la caixa s'utilitza un mecanisme de barres amb una ròtula de tres graus de llibertat a l'articulació final.

Es va escollir aquest canvi per un problema de posició del motor, només el Seat 600 i el 850 tenien el motor darrera i per tant eren els únics compatibles. Dintre aquests dos es va escollir el del 600 per un problema de sentit de gir, el motor dels Seat 850 girava al revés que el 1430 i el 600 i per tant era molt difícil d'acoblar. També estava permès canviar la relació de reducció per una relació més llarga per utilitzar en circuits amb rectes llargues, també deixaven canviar el pinyó de la segona marxa ja que el de sèries era molt curt.

L'embragatge consisteix en un monodisc en sec amb acoblament elàstic mitjançant molla. La cursa del pedal d'embragament en buit és de 20mm. Per la transmissió de la potència a les rodes s'utilitza un arbre de transmissió del tipus grup diferencial i par de reducció integrat a la mateixa caixa de canvis amb acoblament directe a les rodes mitjançant paliers.

Relació entre els engranatges	
- Primera velocitat	3,385
- Segona velocitat	2,055 o 1,941
- Tercera velocitat	1,333
- Quarta velocitat	0,895
- Marxa enrere	4,275
Relació de reducció	8/43 o 9/41

Taula 5. Relacions de transmissió.

### 1.5.4. Suspensió

La normativa (*FEA NF-1430 Art 3º.8 Suspensión*) únicament obliga a incorporar suspensió independent en les quatre rodes, en el nostre cas muntem diferents tipus de suspensions independent davant i darrere:

En el tren anterior, el tipus de suspensió independent utilitzat és de doble triangle superposat no fixa (sense soldar, collat per articulacions).



Figura 9. Suspensió davantera

Les suspensions posteriors son una mica diferents, també contenen amb el mateix sistema de braços que formen un doble triangle, però a la part inferior contenen amb un tercer braç de reforç a la part més anterior collat a la mangueta de suspensió, que en la practica, forma un trapezi en la posició inferior. Això és degut a que en el tren posterior trobem les sol·licitacions més grans ja que trobem l'eix motor i per tal d'assegurar un sol grau de llibertat, amb les mínimes desviacions possibles.



**Figura 10. Exemple de suspensió posterior**

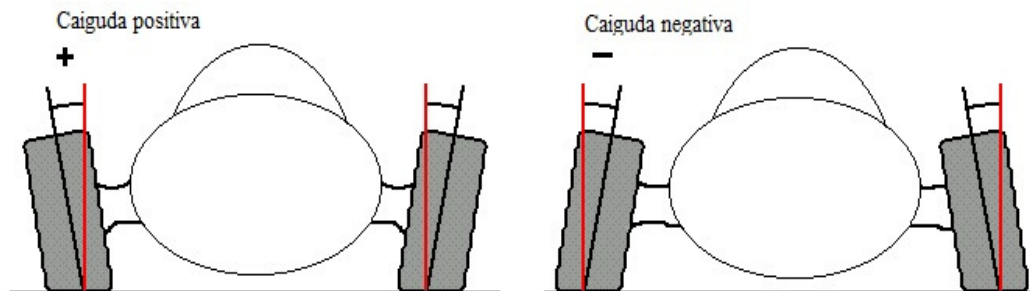
Les suspensions es defineixen amb la utilització d'amortidors hidràulics telescòpics regulables amb molles helicoidals incorporades, de la mateixa marca Selex. Les unions es realitzen mitjançant ròtules del tipus *uniball*, tant a les manguetes com als pivots que trobem soldats al xassís. Per últim, trobem barres de torsió i estabilitzadores en els dos eixos.



**Figura 11. Ròtula tipus uniball**

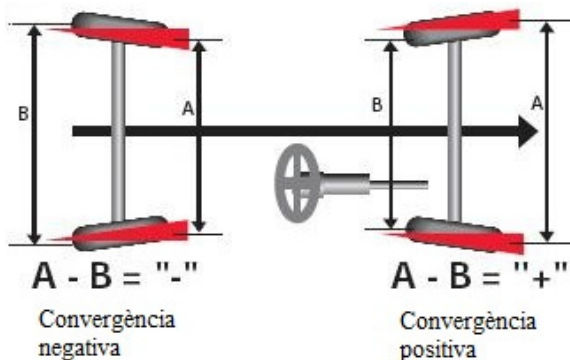
El sistema de suspensions permet la regulació de varis aspectes geomètrics de la mateixa:

-Angle de caiguda: la variació d'aquest permet canviar la inclinació del neumàtic respecte el terra, en modificar aquest angle es pot aconseguir caiguda positiva o negativa. Amb la caiguda negativa es reduirà la deriva del pneumàtic, la qual cosa ajudarà al fet que la banda de rodadura del pneumàtic tingui una major superfície en contacte amb l'asfalt i amb això major adherència, millorant les prestacions en les corbes i reduint el subviratge.



**Figura 12. Angle de caiguda.**

-Angle de convergència: És l'angle definit entre cadascuna de les rodes i l'eix longitudinal del vehicle. En modificar aquest angle es pot aconseguir convergència positiva o negativa. Amb la convergència negativa s'augmentarà l'estabilitat en línia recta però es reduirà en corba lleugerament. Modificant la convergència posterior també podrem fer més o menys sobrevirador el cotxe, encara que habitualment no se solen utilitzar grans angles.



**Figura 13. Angle de convergència.**

Taula amb els ajustos normalment utilitzats:

	Rodes anteriors	Rodes posteriors
Angle de caiguda	-1° a -2°	-1,5 a -3°
Angle de convergència	-0,5° a 1°	-1° a -1,5°

**Taula 6. Angles de caiguda i convergència**

### 1.5.5. Direcció i frens

El vehicle utilitza un sistema de direcció de tipus cargol sense fi i rodet, aquests van col·locats en un compartiment estanc. Les barres i braços d'acoblament son simètrics i independents i van units directament a les manguetes mitjançant una biela transversal. Per les articulacions s'utilitzen ròtules normalitzades. No portarà incorporat cap tipus d'ajuda hidràulica, ja que no es necessari per el baix pes del cotxe i millora la sensibilitat del volant en front les reaccions dinàmiques del vehicle.

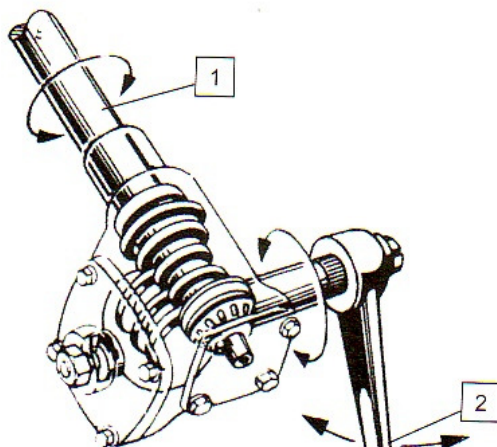


Figura 14. Sistema de direcció tipus cargols sense fi.

La direcció és molt directe, és a dir, les rodes giren molt per cada grau de volant, ja que es tracta d'un monoplaça de competició i es necessària una ràpida resposta del volant.

Els frens que utilitza son els mateixos del Seat 1430 fabricats per Seat, es tracta de frens de disc a les quatre rodes del tipus pinça oscil·lant amb cilindre de fre a cada roda i accionats hidràulicament. El sistema de frens consta de dos circuits hidràulics independents, un per les rodes anteriors i l'altre per les rodes posteriors, que actuen amb total independència, poden graduar la pressió de frenada requerida en els dos eixos i complint la normativa sobre seguretat del sistema de frenat (*FIA Art. 275 Apt. 11.1 Double circuit*)

### 1.5.6. Rodes

Tant els pneumàtics com les llantes venen reglades per la normativa (*FEA NF-1430 Art 3º.7 Ruedas*), tenint que ser fabricades en xapa estampada, de 13 polsades de diàmetre i procedents de sèries de producció. Per el pneumàtics es pot escollir també qualsevol neumàtic que es trobés a la venta normalment, a causa d'això el resultat de la conducció era complicat ja que els pneumàtics es deformaven perquè eren massa alts i feia que tingués una forma de conducció irregular, per solucionar aquest problema es permet tornejat els pneumàtics deixant-los sense dibuix, reduint la deriva i millorant l'estabilitat.

Característiques tècniques dels pneumàtics i llantes:

Rodes de disc amb llanta		
Llantes	13" x 4 1/2J	
Pneumàtics	Davanter	Posterior
	Firestone Torino 180 SR 13 CN 50	Firestone Torino 200 SR 13 CN 54

Taula 7. Característiques tècniques de les rodes

### 1.5.7. Carrosseria i aerodinàmica

La carrosseria del Selex STII és molt senzilla i consta de tres peces. En primer lloc, un cos fixa, que cobreix la part lateral i inferior del *cockpit* i va des del final de la suspensió anterior fins l'arc de seguretat i que té la funció principal de protegir els dipòsits alhora que millora l'estètica i l'aerodinàmica. La segona peça és una carcassa exterior que dona forma al fòrmula, cobreix la part superior del habitacle i engloba tot el frontal des de l'arc principal fins la part davantera que sobresurt del vehicle, a part de donar forma al cotxe, aquesta peça és primordial per tenir una bona aerodinàmica; l'extrem davanter és molt punxegut per tal efecte i té una cavitat per dirigir l'aire cap als radiadors, també serveix de suport per els retrovisors. Per últim, tenim un cobreix-motor merament estètic, ja que la seva funció aerodinàmica en molt baixa. També es possible utilitzar una carcassa exterior alternativa, molt més ample i que cobreix les suspensions i bona part de les rodes davanteres, aquesta s'utilitzava en circuits més revirats.



**Figura 15.** Jordi Fontanet al Jarama muntant la carrosseria ample

En quan a aerodinàmica, el vehicle no incorpora cap apèndix concret, tampoc la normativa regula la seva utilització.

Tota la carrosseria esta fabricada en polièster reforçat, un material barat, de senzill modelatge i molt baix pes, que el fa idoni per les nostre necessitats.

El fet que els components siguin de material compost com la fibra de vidre fa que tinguin un rendiment més alt en la funció que han de complir que altres materials. Això és així perquè la fibra de vidre és molt rígida i lleugera al mateix temps i en cas d'impactes dins la cursa té més durabilitat que un material polimèric per exemple, el qual es trencaria amb més facilitat degut a una menor capacitat per absorbir energia.

Per tant doncs, el fet que els components externs siguin de fibra de vidre permet les avantatges respecte d'altres materials:

- Elevada rigidesa (més que materials polimèrics)
- Baix pes (menys que en materials metàl·lics)
- Menys cost que altres compostos emprats en competició (fibres de carboni)



-Facilitat de modelatge (igual que en materials polimèrics i més fàcil que en materials metàl·lics o altres compostos).

## **1.6. Disseny del xassís**

El xassís és un dels elements fonamentals de tot vehicle, ja que en ell es suporten la resta d'elements i dona forma al conjunt i d'aquest se'n deriva el comportament final del vehicle. Es podria definir com una estructura el propòsit de la qual és connectar rígidament la suspensió davantera i posterior, al mateix temps d'oferir punts d'ancoratge pels diferents sistemes del vehicle, així com protegir el conductor front una possible col·lisió.

El disseny ha de ser doncs, el més eficient possible perquè l'estructura sigui capaç de respondre positivament davant les sol·licitacions mecàniques a les quals es pugui veure sotmesa. Un xassís eficient és aquell que combina de forma òptima una elevada rigidesa omnidireccional (de torsió en major mesura) amb el mínim pes possible, alhora que permet una posició còmoda per al pilot facilitant la seva possible evacuació, i aporta la seguretat necessària per garantir la integritat de l'ocupant en cas de col·lisió. Tot això sense deixar de banda els aspectes econòmics.

Un bon disseny proporciona una resistència tant estàtica com a dinàmica del vehicle, ja sigui en línia recta, aturat o en pas per corba. S'ha de considerar també la seva posterior construcció, ja que d'anar soldats els components estructurals es fa necessari comprovar la resistència a fatiga de les unions més sol·licitades.

També dir que el xassís ha de ser l'element per excel·lència en la seguretat passiva de l'automòbil, la qual cosa ens assegura una estricta reglamentació dictada per les degudes autoritats competents.

### **1.6.1. Dades de partida**

En el nostre cas, al partir d'una base com és el xassís original, realitzarem el nostre disseny com una adaptació/optimització d'aquest, realitzant els canvis que es creguin adients per satisfer els requisits requerits.

Partint dels resultats obtinguts en el càlcul FEM del model original, i tenint en compte els criteris sobre el reglament que hem establert i els requisits que s'explicaran en els pròxims apartats, es realitzaran les hipòtesis de disseny convenients i posteriorment es dissenyarà el xassís de la manera més òptima possible, per últim s'estudiarà el xassís donant-se per vàlid mitjançant un algorisme de disseny.

### **1.6.2. Requisits i criteris de disseny.**

A continuació es descriuen els paràmetres fonamentals alhora d'iniciar el disseny de l'estructura del monoplaça:

-Rigidesa: L'objectiu és dotar a l'estructura d'una rigidesa elevada, mitjançant el disseny estructural, variant la geometria d'aquesta i tenint en compte que certs components del vehicle poden augmentar-la es tractarà d'obtenir la rigidesa correcta. Per mitjà d'aquestes decisions es pretén optimitzar el repartiment de massa i obtenir una transferència òptima d'aquesta en la dinàmica del vehicle, així com minimitzar les deformacions evitant comportaments inesperats en components ancorats a l'estructura. La rigidesa també dona una major sensibilitat al pilot, degut a la precisa transferència de forces.

- Disminució de pes: Igual que es busca augmentar a rigidesa, és interessant que aquest augment s'aconsegueixi reduint el pes del xassís, ja que això també suposa menor transferència de masses així com un millor comportament dinàmic ja que es redueixen les forces inercials. Reduir pes implica a més un major rendiment del motor la qual cosa comporta a una disminució del consum de carburant i una millora de prestacions.

- Funcionalitat i espai: Dissenyar l'estructura obtenint unes dimensions mínimes del vehicle, tenint en compte la instal·lació de tots els components del cotxe (motor, canvi, etc.) alhora que aquestes dimensions facin possible el correcte comportament dinàmic, obtenint l'estabilitat necessària. També es important l'ergonomia del pilot, aquest, normalment assegut, ha d'estar el més còmode possible, tenint el espai suficient per cames i braços per tal de maximitzar els recursos que pot aportar al vehicle, així com ha de poder accedir a tots els elements de seguretat i poder evacuar el prototip en menys de 5 segons com diu la normativa (*FIA Art. 275 Apt. 13.1 Cockpit opening*).

-Seguretat: Un altre aspecte bàsic és la seguretat, el xassís ha de complir unes normatives tècniques específiques per tal de garantir la integritat del pilot i ha de suportar unes condicions mínimes dictades per l'organisme regulatori competent, en aquest cas la FIA.

-Economia: Els aspectes tècnics comentats han de poder ser assolibles amb el mínim cost possible. El disseny no només ha de ser eficaç sinó que també eficient, molt important en els moments actuals.

### 1.6.3. El xassís escollit

Amb la finalitat de dissenyar el nostre propi xassís necessitem conèixer les possibles solucions de disseny que més s'ajustin als criteris anteriorment esmentats. A continuació és mostren els tipus de xassís existents i les seves principals característiques.

#### 1.6.3.1. Introducció als xassís

Al llarg de l'història el disseny de xassís ha anat evolucionant, al inici de l'indústria de l'automòbil, el disseny estructural es considerava un factor secundari, amb uns primers disseny de xassís de fusta, més similars a carretes de cavalls. Al llarg dels anys i amb la revolució tecnològica i industrial dels últims 100 anys, el disseny ha anat evolucionant, en busca de major rigidesa i per tant, rendiment, fins arribar a la gran quantitat de xassís actuals, amb diferents prestacions i per a diferents situacions. A continuació en veurem alguns d'ells:

#### 1.6.3.2. Xassís de travessers

És dels primer xassís d'acer que va aparèixer. Va ser utilitzat des dels primers automòbils fins als construïts a principis dels anys seixanta, tot i que encara s'utilitza avui en dia per a vehicles tot terreny. Consisteix en dos travessers longitudinals que suporten pràcticament totes les forces a que està sotmesa l'estructura, els quals estan connectats entre si mitjançant braços transversals.



**Figura 16. Xassís de travessers**

-Avantatges: Senzillesa estructural, és a dir, de fàcil construcció artesanal.

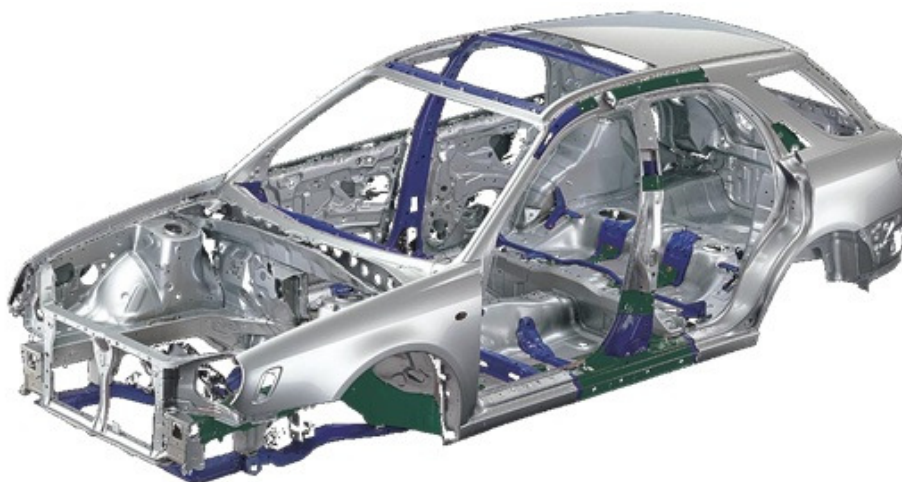
- Inconvenients: Rigidesa a torsió molt reduïda, especialment pel que fa a càrregues verticals i a irregularitats en el terreny.

#### *1.6.3.3. Xassís independent o monocasc*

Aquest és el tipus de xassís amb el que estan construïts pràcticament tot els vehicles actuals, gràcies a que ofereix un cost molt reduït de producció i una gran facilitat d'automatització.

El monocasc, també anomenat carrosseria autoportant, consisteix en una sola estructura d'acer que forma i constitueix el vehicle, de manera que no es requereix d'una carrosseria completa com en el cas d'un xassís de travessers, ja que el monocasc actua com a part d'aquesta.

Pot trobar-se de diferents materials, com a acer, alumini o materials compostos (fibra de carboni, etc.), donant-se aquests últims només en alguns cotxes de luxe a causa del seu alt cost i en cotxes de competició com els fórmula 1. Sens dubte el model més utilitzat en l'actualitat és el monocasc d'acer.



**Figura 17. Xassís autoportant.**

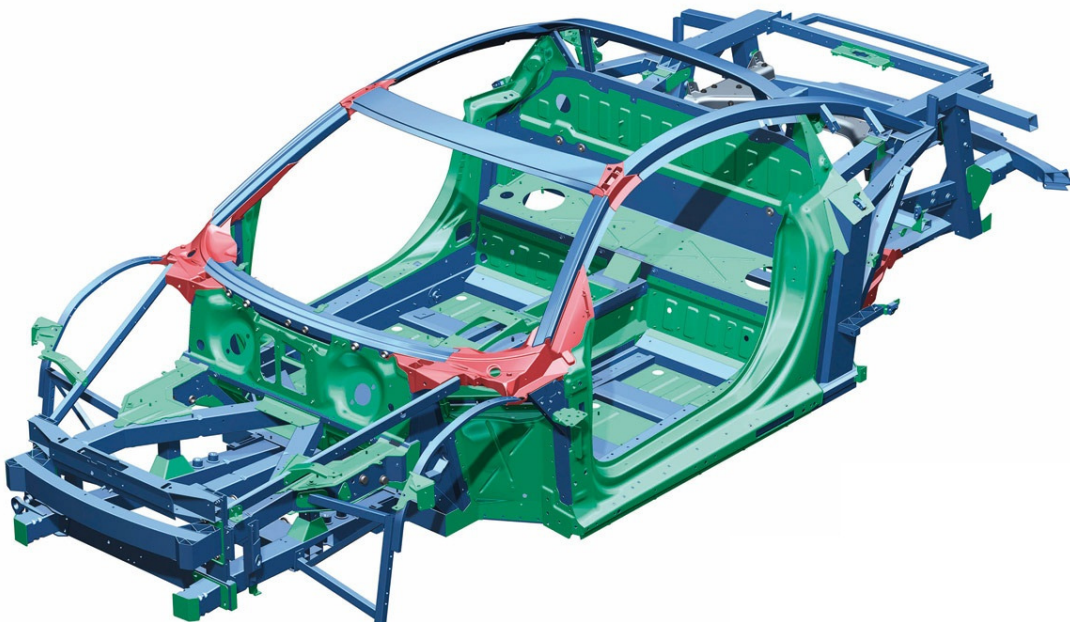


- Avantatges: Estructura compacta i resistent a xocs, degut a l' incorporació de zones deformables. Econòmic per a grans cadenes de producció.
- Inconvenients: Bastant pesat i inviable per a tirades petites, excepte en competició i models de luxe.

#### 1.6.3.4. Tipus Space Frame (malla espacial)

Aquest tipus de xassís es basa en una estructura teòrica d'enllaços fortament units en nodes lliures en rotació. És una estructura que fa la funció de suportar i d'aportar rigidesa al vehicle, alhora que protegeix als ocupants. L'estructura forma un marc, en el qual després es fixen els panells. Aquests tenen també una funció activa en el suport de les càrregues del cotxe.

Aquest tipus de xassís es dissenyen en alumini i son un tipus de xassís en projecció actualment, encara que s'acostumen a utilitzar en games altes degut al seu preu.



**Figura 18. Xassís amb tecnologia Space Frame**

- Avantatges: Tant o més rígid que un monocasc d'acer o alumini, però molt més lleuger que aquests.
- Inconvenients: Procés de disseny i fabricació més car i laboriós.

#### 1.6.3.5. Xassís escollit: estructura tubular

A principis dels anys 50 la falta de rigidesa del xassís de travessers va ser solucionada pels enginyers dedicats al desenvolupament de vehicles de competició amb la creació del xassís tubular. Aquest, consisteix en una estructura tridimensional formada habitualment per tubs de secció circular soldats entre sí que li dona gran rigidesa i la capacitat de suportar esforços en qualsevol direcció.

Aquest tipus d'estructura ofereix una molt bona relació rigidesa/pes per la qual cosa també s'utilitza a les parts de davant i darrere en alguns xassissos d'habitacle tipus monocasc i per reforçar l'habitacle en vehicles de competició amb carrosseria autoportant.

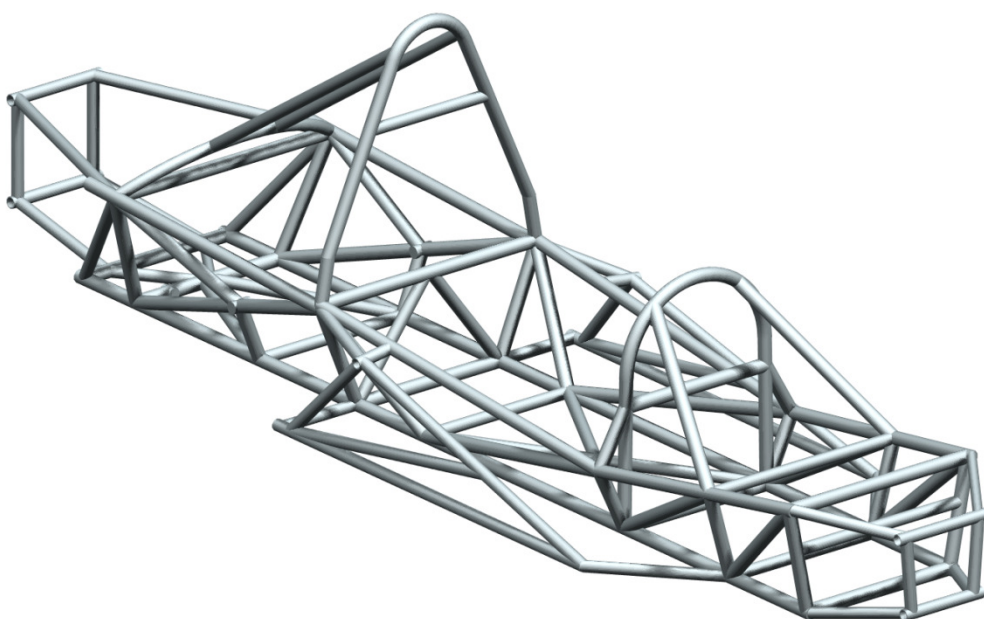


**Figura 19. Xassís tubular del Volkswagen Race Toureg 3.**

- Avantatges: Relació rigidesa/pes molt elevada i capaç de suportar esforços en totes direccions. Procés de fabricació relativament econòmic.
- Inconvenients: Procés de fabricació molt complex i laboriós, el que el fa completament inviable per a una producció en sèrie.

Finalment s'ha escollit el model de xassís tubular ja que és el que millor s'ajusta a les nostres necessitats funcionals. Aquesta és una decisió presa tenint en compte els requisits tècnics enumerats anteriorment i el possibles condicionants econòmics i de viabilitat de fabricació amb que ens trobarem.

A més a més, el fet de que per normativa (*FIA Art. 277 Apt. 2.2.1.1 Vehiculo con tecnología de bastidor tubular*) s'imposi la construcció d'una armadura tubular de seguretat per a la zona de l'habitacle, és un punt a favor, ja que en un xassís tubular s'aconsegueix una completa integració d'aquesta armadura, gràcies a la similitud entre els elements estructurals i les unions entre el xassís i l'armadura de seguretat.



**Figura 20. Vista isomètrica del xassís tubular final**

#### 1.6.4. Restriccions que afecten al disseny del xassís

Les normatives de regulació marquen una sèrie de requeriments sobre l'estructura del vehicle, gran part de les quals estan destinades a garantir uns mínims de seguretat. Els següents punts són un resum d'aquestes.

##### 1.6.4.1. Especificacions de la normativa

Normativa de la fórmula 1430 (*FEA NF-1430 Art 3°1 Carroceria*):

- La distància entre eixos, també anomenada batalla, ha de ser de mínim 2000 mm.
- La via (distància entre rodes del mateix eix) mínima serà de 1100 mm.

Normativa actual sobre la carrosseria (*FIA Art. 277 Apt. 4 Carroceria y habitáculo*):

- La distància al terra no serà menor a 40 mm en la zona lateral del habitacle delimitada per la projecció de les rodes d'un mateix costat.
- Cap part del vehicle pot situar-se a més de 800 mm del eix posterior per la part del darrere.
- Cap element de l'estructura aerodinàmica es pot trobar a més de 900 mm del terra.

##### 1.6.4.2. Habitacle

Segons la normativa (*FIA Art. 275 Apt. 13.1 Cockpit opening*) l'orifici d'accés al habitacle ha de tenir unes mesures mínimes. Per complir-ho, cal que el patró horitzontal definit per la figura 21, pugui ser inserit verticalment des de sobre la cèl·lula de supervivència i la carrosseria fins l'interior del vehicle.

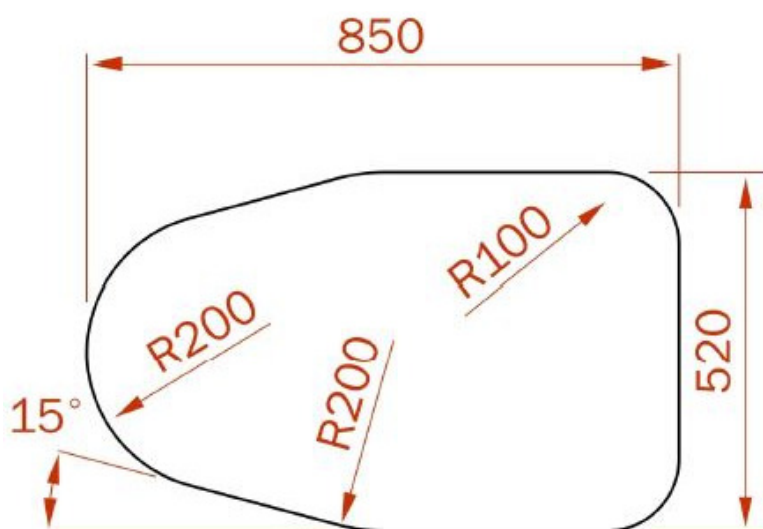


Figura 21. Esbós del patró d'entrada al habitacle

L'extrem posterior del patró anteriorment esmentat no ha d'estar situat a menys de 1500 mm de l'eix de les rodes davanteres, i ha de ser possible descendir el patró 25 mm per sota del punt més baix de l'obertura de l'habitacle.

Per tal d'assegurar l'entrada i sortida correcte del monoplaça, l'habitacle ha de ser concebi't per poder sortir del vehicle sense tenir que desmuntar o obrir cap tipus de peça, excepte el volant o l'embuatat del habitacle. Per el correcte desallotjament en cas d'urgència, el temps màxim perquè el pilot surti no pot sobrepassar els 5 segons, amb tot el seu equipament de carrera i amb els cinturons de seguretat cordats al començament.

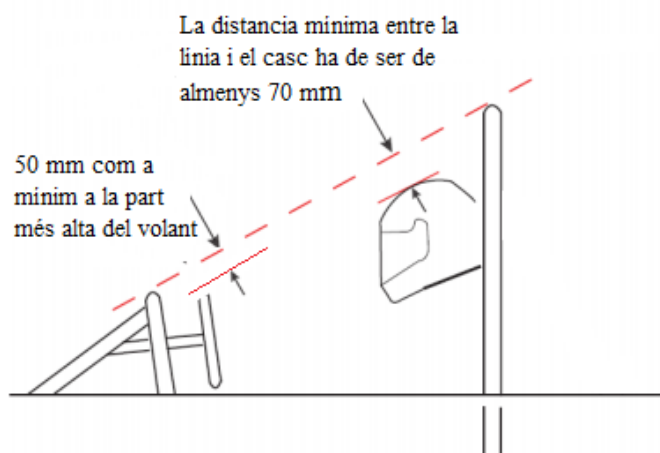
Per el que fa la posició dels pedals, la planta dels peus del pilot no haurà de situar-se per davant del eix davanter. (*FIA Art. 275 Apt. 15.3.4 Survival cell and frontal protection*)

#### 1.6.4.3. Arcs de seguretat

L'estructura de protecció del pilot consta, entre altres elements, de dos arcs de seguretat, com elements de protecció en cas de bolcada com marca el reglament (*FIA Art. 277 Apt. 2.2.1 Dimensiones y ubicación de las estructuras antivuelco para los vehículos monoplaça de circuito*)

El primer esta situat just per davant del volant, el segon es troba col·locat per darrera del cap i el pilot, protegint-lo en cas de bolcada. Aquests arcs han de tenir unes dimensions mínimes, que s'especifiquen més endavant.

Per protegir les mans i el cap del pilot, ambdues estructures tenen que tenir suficient altura per garantir que el casc del pilot i el volant es trobin, en tot moment, a 70 mm i 50 mm respectivament per sota de la recta tangent als dos arcs de seguretat, tal com es pot veure en la següent figura.



**Figura 22. Croquis disposició dels arcs de seguretat.**

Arc principal:

- De construcció lliure, complint els criteris volumètrics i de càrrega estàtica esmentats en els punts següents.
- Alçada mínima de 920 mm, mesurada des de la base del seient i en la direcció que forma la columna vertebral del pilot.
- Una amplada mínima de 380 mm, mesurada a 600 mm d'altura seguint la projecció del punt interior, la amplada es mesura per la part interior de l'arc.
- L'arc principal ha de tenir una secció estructural mínima de  $10000 \text{ mm}^2$ , aquesta es mesura com la secció vertical projectada resultant sobre un pla horitzontal, que es trobi 50 mm per sota de la part més alta.

-L'arc principal té que estar complementat amb un o dos tirants per la part anterior sense poder sobrepassar una inclinació de 60° amb l'horitzontal, han de ser desmontables i de secció suficient per complir les proves de càrrega estàtica.

-El arc principal té que aguantar a una càrrega equivalent de 12 kN lateralment, 45 kN longitudinalment en direcció posterior i 60 kN verticalment. També ha de ser capaç de suportar la mateixa sol·licitació però en direcció longitudinal contrària.

Arc secundari:

-De construcció lliure, complint els criteris de posició i de càrrega estàtica esmentats en els punts següents.

-Ha de estar situat per davant del volant, a una distància màxima de 250 mm.

-La seva altura no pot ser més baixa que la part més elevada del volant.

-L'arc secundari ha de ser capaç de sotmetre's a 75 kN verticalment.

#### *1.6.4.4. Estructura frontal d'impacte*

Es obligatori que el prototip tingui una estructura destinada a absorbir impactes en la part davantera del xassís, aquesta pot anar collada o formar part del xassís i ha de ser homologada per la FIA o passar un test d'impacte i un de càrrega estàtica, obtenint uns resultats satisfactoris, marcats per la normativa (*FIA Art. 277 Apt. 2.2.1.1-b Protección frontal*).

#### *1.6.4.5. Protecció lateral*

El vehicle ha d'incorporar una protecció lateral, amb la finalitat de reforçar aquesta en cas d'impacte lateral. Així com evitar que les barres de les suspensions puguin entrar a l'habitacle en cas d'impacte

Es tracta d'un panell pla, collat al xassís tubular, i només pot ser un homologat per la FIA. Ha de cobrir la totalitat del habitacle, fins la part més anterior, arribant fins el motor. Ha d'estar fabricat en Dyolen, de gruix mínim 10 mm i collat de la forma corresponent, definida en la normativa (*FIA Art. 277 Apt. 2.2.1.1-d Protección lateral*)

#### *1.6.4.6. Estructura posterior d'impacte*

Segons la normativa (*FIA Art. 277 Apt. 2.2.1.1-e Protección trasera*) ha d'existir una estructura destinada a absorbir l'energia provinent d'un impacte, aquesta s'ha de muntar per darrere de la caixa de canvis, ha de ser simètrica respecte a l'eix longitudinal del vehicle i ha de complir els següents requisits:

-El seu punt més posterior es situarà entre els 550 mm i 620 mm per darrere del eix posterior.

-L'estructura ha de tenir una secció externa, en projecció horitzontal, de 9.000 mm<sup>2</sup> com a mínim, situat en un pla a 50 mm del punt més posterior.

-Ha d'estar construït en un material que no es vegi significativament afectat per la temperatura.

-L'estructura ha de passar una prova d'impacte reglada per la norma anterior.



### 1.6.5. Solucions de disseny adoptades

El disseny final del xassís ha de complir, en la millor mesura possible, els requisits normatius i objectius esmentats en els punts anteriors, per tal objectiu s'han de tenir en compte aspectes fonamentals alhora de dissenyar i validar l'estructura final.

En els següents apartats explicarem aquestes solucions adoptades en el moment del disseny.

#### 1.6.5.1. Rigidesa

La rigidesa és pot definir com la capacitat que té un element estructural a suportar deformacions en aplicar-li un esforç. És pot estimar que la rigidesa és una funció lineal que matemàticament es defineix amb la següent fórmula:

$$K_{flex} = \frac{P}{\delta}$$

on,  $P$ : Força exercida (N)  
 $\delta$ : Deformació (mm)

A l'hora de dissenyar l'estructura tubular hem de tenir en compte la rigidesa amb la que contarà el model, però per començar cal distingir dos tipus de rigidesa:

- Rigidesa a flexió: En el nostre cas, la rigidesa a flexió és refereix a la possibilitat de que l'estructura flecti a causa del pes propi dels elements que conformen el vehicle (motor, transmissió, etc.) al només estar recolzat sobre la suspensió. No obstant això, l'experiència dels fabricants de xassís admet que no és un problema a l'hora del disseny, ja que en ser més restrictives i problemàtiques les condicions de rigidesa a torsió, si se sobrepassen aquestes, se superen també els requisits de rigidesa a flexió.

- Rigidesa a torsió: En una barra recte, la rigidesa a torsió, és la relació entre el moment torçor aplicat en un extrem i l'angle girat per aquest, en mantenir fixa l'extrem oposat de la barra. En aquest cas la fórmula matemàtica queda de la següent forma:

$$K_{tors} = \frac{M}{\theta}$$

on,  $M$ : Moment torçor exercit (N·m)  
 $\theta$ : Angle girat (°)

Sent el més habitual expressar el parell exercit per 1° de deformació. Aquesta mesura es pren al exercir un par torçor en les suspensions d'un dels eixos, mentre es fixen els desplaçaments del altre.

Aquests esforços són causats per les suspensions quan el cotxe es troba en una corba, o passa per un sot. Arribant al seu valor màxim en condicions normals, al aixecar-se una roda mentre que les altres mantenen contacte amb el sòl al agafar corbes a alta velocitat o al apujar-se a un piano del circuit.

En el parc automobilístic general, es normal trobar valor molt diferents de rigidesa, depenent molt de la classe de cotxe que es tracti, podem trobar utilitaris amb valors propers al 5000 N·m/° fins els 45000 N·m/° d'alguns tot terreny, el mateix passa en competició també depenent del tipus de xassís muntat. Un valor correcte en el nostre cas estaria sobre el 2500 N·m/°.

Per la millora de la rigidesa en la construcció de l'estructura es té que tenir en compte varis factors:

-Un mètode molt útil per augmentar la rigidesa en estructures tubulars és la triangulació. Mitjançant la triangulació de subestructures s'aconsegueix reduir notablement la deformació màxima soferta pel xassís, ja que la deformació produïda per esforços axials és bastant menor que la produïda per moments torçors i flectors, és a dir, quan no es té l'estructura esbiaixada mitjançant elements diagonals gran part dels esforços són absorbits pels nusos en forma de moments flectors, al esbiaixar-la aconseguim que aquest nou element de fixació estigui sotmès a esforços axials de manera que els nusos treballen amb un moment flector més reduït.

-En referència als esforços axials, cal esmentar que són preferibles a tracció que a compressió, ja que així s'evita el vinclament.

-Hi ha elements que no formen part directa de l'estructura però que aporten rigidesa, com per exemple el motor, encara que en el nostre cas no es tindran en compte a efectes de disseny i càlcul, per el que els resultats podrien ser millor dels obtinguts.

- Els elements que suposen les majors masses del vehicle han d'ancorar-se en els nodes, preferiblement de zones triangulitzades.

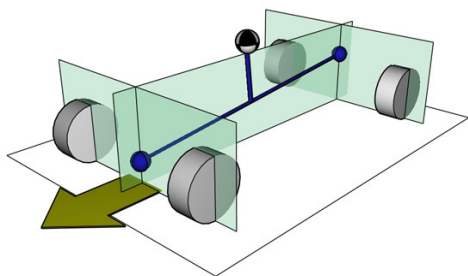
- Si s'utilitzen materials amb menor mòdul elàstic  $E$  com l'alumini o el titani en tubs que estiguin sotmesos a esforços importants, serà necessari augmentar la secció o canviar la disposició d'algunes barres per aconseguir els mateixos resultats.

- Les barres amb més distància entre recolzaments necessiten un moment d'inèrcia major per mantenir suficient rigidesa, en el nostre cas, en ser tota l'estructura d'un mateix material, implica una major àrea de secció d'aquestes barres.

#### 1.6.5.2. Distribució de pesos.

Com ja s'ha comentat anteriorment, un pes reduït, respectant la resistència, millora molt les prestacions del vehicle, per tant és important intentar estar el més a prop possible del pes mínim establert per la normativa (*FIA Art. 277 Apt. 3 Peso mínimo*).

Per tant, en aquest aspecte és important aconseguir una bona distribució de les masses. El centre de gravetat d'un automòbil juga un paper fonamental en el comportament del mateix sobre la pista. Per evitar el balanceig en les suspensions i millorar el comportament global del monoplaça el centre de gravetat ha d'estar el més baix possible. El xassís és un de les masses més importants del vehicle però d'altra banda el disseny del xassís determina on estaran situats la resta de components del vehicle.



**Figura 23. Variació del eix de balanceig.**

En el nostre cas no es disposa de gran llibertat per situar les masses al llarg del xassís, per el que la variació del centre de gravetat és bastant limitada. Això, juntament en la concentració de pesos que trobem a la part

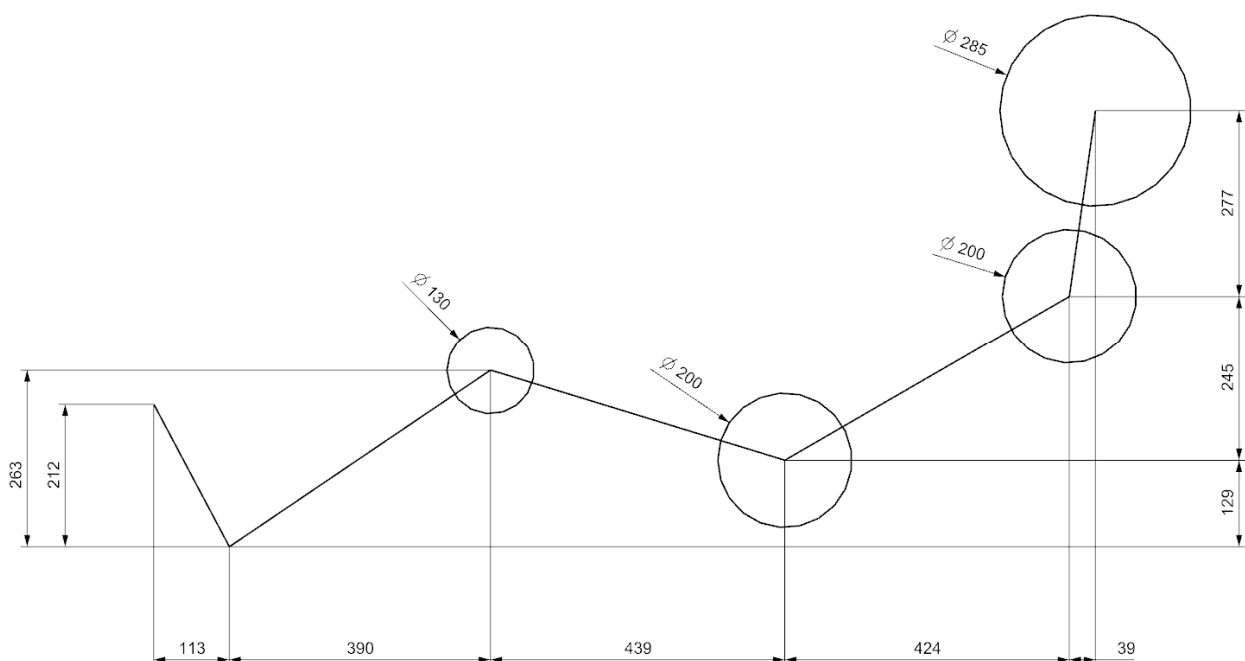
posterior, fa que no es tingui un CDG òptim, per contrarestar aquest efecte s'ha treballat amb la ubicació d'elements com la posició del pilot o els dipòsits, tractant d'avançar-los el més possible alhora que s'ha optat per baixar el centre de gravetat al màxim augmentant l'amplada de vies i situant els ancoratges dels diferents elements el més baix possible.

Per últim, en quan a l'aerodinàmica convé que el centre de gravetat es trobi situat per davant del centre de pressions lateral per tal de millorar l'estabilitat a la conducció, per exemple davant de ratxes de vent lateral. Aquest efecte no es determinant en el nostre cas, degut al bon coeficient aerodinàmic, però és podria millor amb la incorporació d'apèndixs aerodinàmics en la part posterior, millorant les prestacions.

#### 1.6.5.3. Habitabilitat i espai

Els següents punts s'han de tenir en compte ja que en alguns casos poden actuar com a restriccions dimensionals sobre el disseny del xassís:

- Ha de considerar-se certa facilitat d'accés a les parts mecàniques del vehicle per actuar en cas d'avaria.
- S'ha de complir la restricció de la normativa (*FIA Art. 275 Apt. 13.1 Cockpit opening*) en quant a l'espai destinat al pilot, però també cal tenir en compte la comoditat del pilot dintre de l'estructura, garantint l'espai suficient per poder realitzar els moviments amb relativa facilitat. Altres dades d'interès son tenir suficient línia de visió, o la longitud de la part frontal on haurà d'haver-hi espai suficient per allotjar les cames i peus. Per a això s'ha realitzat un croquis d'una persona d'alçada i corpulència normal (1.80 m i 75 kg) amb la finalitat de comprovar amb aquest model que el disseny és adequat.



**Figura 24. Croquis del pilot.**

- El pilot ha de ser capaç de sortir del cotxe en un temps inferior a 5 segons conforme les normes de la FIA, per la qual cosa el disseny ha de facilitar la sortida del conductor.



#### 1.6.5.4. Materials

El material escollit per la fabricació del xassís és acer de baix aliatge S355J2G3 de qualitat BK, sense tractament posterior. S'ha escollit l'acer per aquest projecte ja que és material amb una gran relació preu-soldabilitat-característiques mecàniques, i dintre dels acers s'ha escollit un de fàcil adquisició i que compleixi els requisits físics adients.

Per el que fa els absorbidors d'impactes, s'ha escollit com a material un bloc d'alumini de niu d'abella. Les causes principals de l'elecció són la seva lleugeresa i la seva linealitat en quant a comportament. Aquest punt és veu ampliat en l'apartat 3.2 del plec de condicions.

#### 1.6.5.5. Costos de producció

Per intentar minimitzar el cost, es va a tenir en compte els següents aspectes a l'hora del disseny:

- La selecció de tubs variarà el menys possible en quan a seccions i diàmetres es refereix.
- S'intentarà disminuir en tant que sigui possible el nombre de barres corbades, així com el nombre d'unions.
- Donada la gran gamma de preus que existeix per a tubs estructurals, ja siguin diferents acers com altres materials, serà important escollir un tipus de material que compleixi els nostres requisits i que al seu torn no dispari els costos.
- Les barres hauran de ser tan llargues com es pugui per disminuir el nombre de soldadures.

### 1.6.6. Obtenció del disseny

Finalment, per l'obtenció del disseny final s'han tingut en compte tots els aspectes explicats en els punts anteriors, així com la diferents hipòtesis de càrregues que s'expliquen en els càlculs. Per el disseny s'ha seguit un algorisme, mostrat seguidament, per tal de validar el resultat final i assegurar-se la seva viabilitat.

Cal destacar que l'estructura presentada com definitiva ha passat per diferents variacions durant el procés de dissenys, donant lloc a diferents versions del xassís no optimitzades. La següent figura en mostra algunes d'elles:

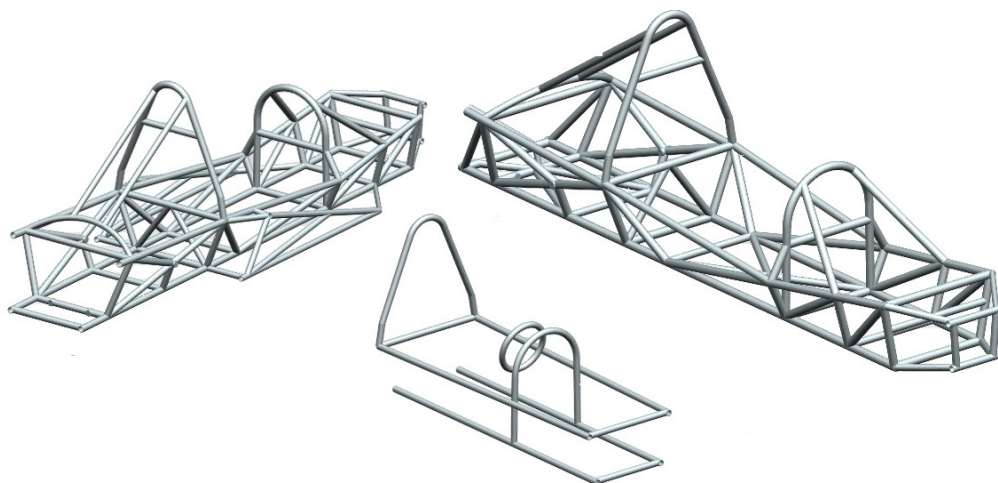


Figura 25. Dissenys previs

#### *1.6.6.1. Algoritme de disseny*

Per establir una jerarquia en les operacions del modelatge, se seguiran els passos que reflecteix l'algorisme per poder verificar que, una vegada acabat el model, pot sotmetre's a la fase de càlcul, no sense abans comprovar la possibilitat de poder ser fabricat. També es comprova que el model és vàlid alhora de passar les proves marcades mitjançant l'algoritme de càlcul. La figura número 26 mostra l'algorisme de disseny:

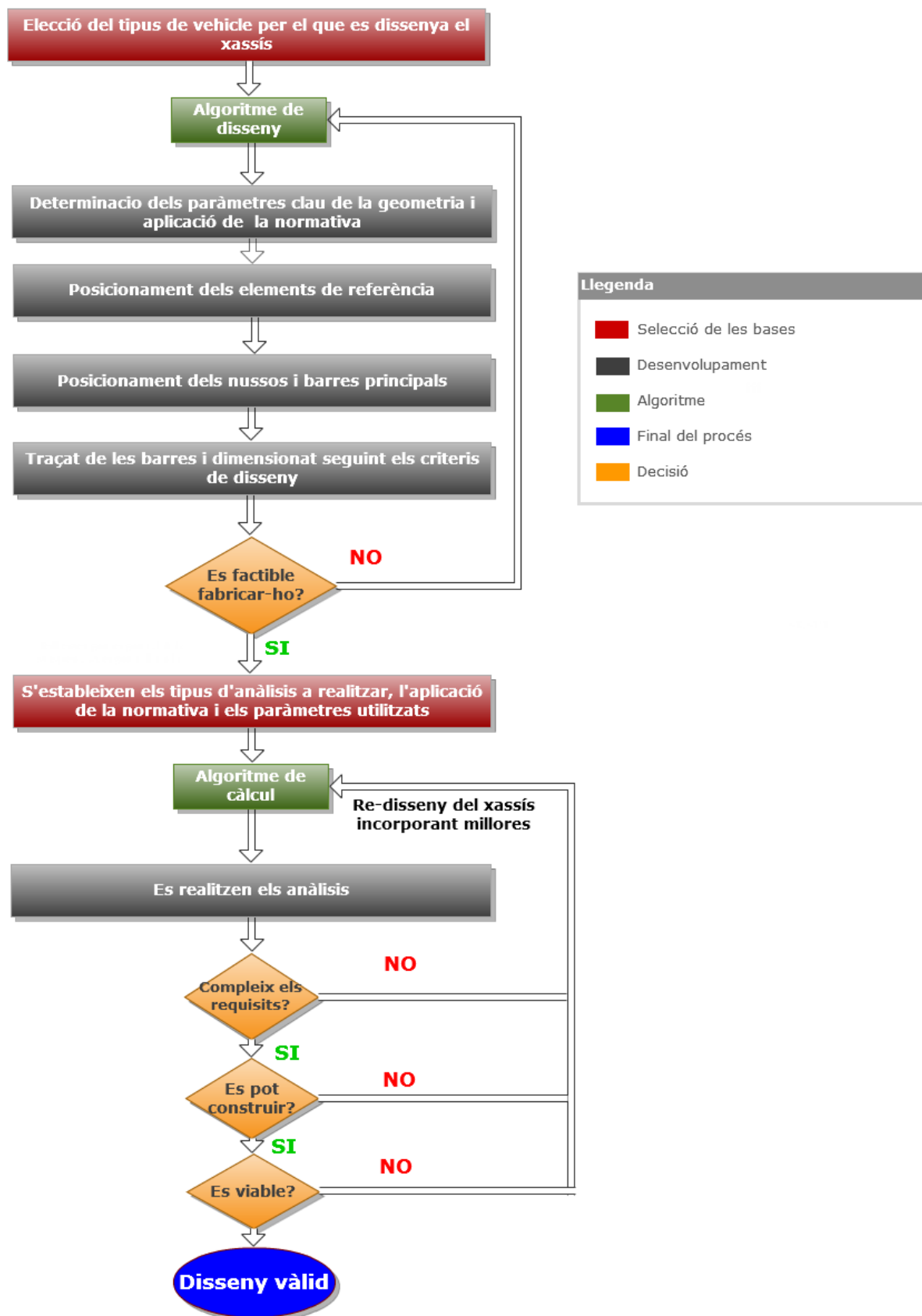


Figura 26. Algoritme de disseny

## 1.7. Desenvolupament del model

En els següents apartats s'explica com s'ha creat virtualment els dissenys del xassís, així com l'estudi que s'ha realitzat mitjançant el software multi funció NX 8 de Siemens, també s'explica per sobre el funcionament del programa i la teoria del mètode d'elements finits.

### 1.7.1. Software emprat

Per a realitzar la recreació virtual del xassís i el seu posterior estudi, s'ha fet ús d'un programa de disseny i anàlisi tridimensional anomenat Unigraphics NX 8 desenvolupat per l'empresa Siemens PLM Software, filial de l'alemanya Siemens AG. Aquest software és reconegut internacionalment en el món de l'enginyeria donat que empreses com General Motors, primer fabricant de cotxes del món, l'utilitzen per dissenyar i modelar els seus cotxes. Aquest programa no és només útil per al disseny de peces d'enginyeria, si no que, donat el seu ampli conjunt de mòduls, podem realitzar anàlisis de comportaments de les peces (anàlisi estàtics, dinàmics, cinemàtics, elèctrics...), dissenyar processos de fabricació i fer simulacions abans de dur a terme un projecte.

Aquest software és la principal solució en el desenvolupament de producte per a moltes grans empreses internacionals, ja que poden confiar en el mateix programa en totes les etapes de desenvolupament d'un producte, disseny, estudi i fabricació, amb una gran varietat d'enes de treball i amb tota la senzillesa per passar d'un mòdul a un altre. El rang de les seves possibilitats permet a NX 8 ser aplicat en una llarga varietat d'indústries, ja sigui, aeronàutica, automoció, maquinaria industrial, electrònica, etc.

A més, les novetats implementades en el software de la versió 8.0 apliquen les últimes tecnologies, per tal de millorar, facilitar i agilitzar tots els processos de desenvolupament, així com millorar la integració amb la gestió del cicle de vida del producte (PLM), permetent a les grans empreses globals treballin com un equip unificat per dissenyar, produir, donar suport i retirar productes del mercat i, al mateix temps, recollir les pràctiques recomanades i lliçons apreses durant el procés

També existeixen altres programes de disseny en 3D com ProEngineer, Solid edge, Solidworks o Catia. Però s'ha escollit NX per les seves avantatges, a més que és un dels programes més utilitzats en l'ensenyament universitari.

### 1.7.2. Dibuix del model tridimensional

Per la realització del model virtual s'ha utilitzat el mòdul de modelatge de NX 8. Al haver realitzat dos models, el xassís original i el disseny optimitzat propi, el seu modelatge no ha estat idèntic, ja que en el primer cas només s'havia de representar amb màxima fidelitat l'element real, tenint sempre unes referències, en el segon cas és més complicat, ja que s'han de tenir ben definides les idees i sistemes per crear un disseny vàlid.

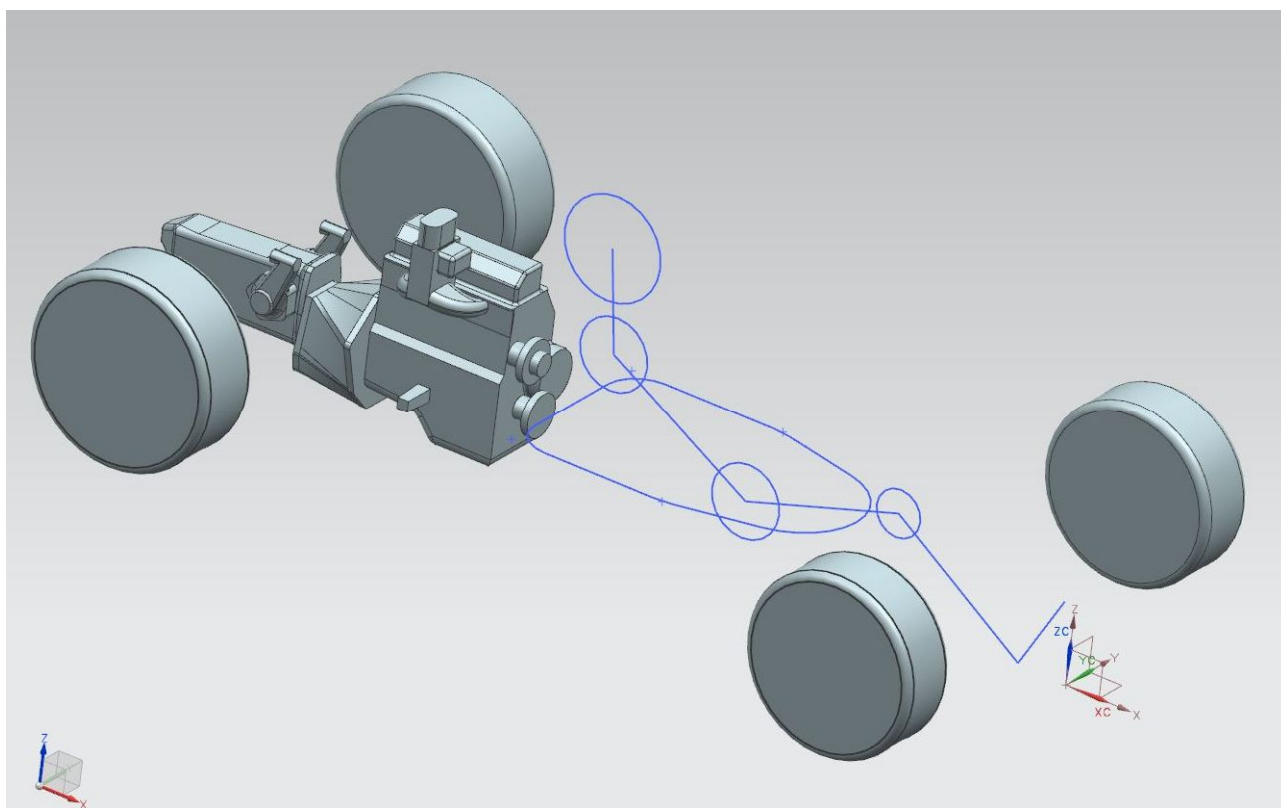
Per el modelatge del xassís original del SELEX STIII, degut a la manca de plànols i mesures originals, és va procedir utilitzant l'idea de l'enginyeria inversa, explicat en el següent punt, bàsicament consisteix a procedir de manera contrària a la fabricació del disseny, per tal d'obtenir el modelatge més proper al real. La presa de mesures ha estat portada a terme mitjançant estris de mesura d'òptima precisió. En el cas de prendre mesures relativament grans i de distàncies totals i parcials entre elements, s'ha utilitzat un flexòmetre i un mesurador laser *Stantley* com a suport. D'un altre banda, per les mesures que requereixen d'una major exactitud, s'ha utilitzat dos peus de rei estàndard, així com un mesurador d'angles.



**Figura 27. Mesurador laser Stanley TLM 100i+**

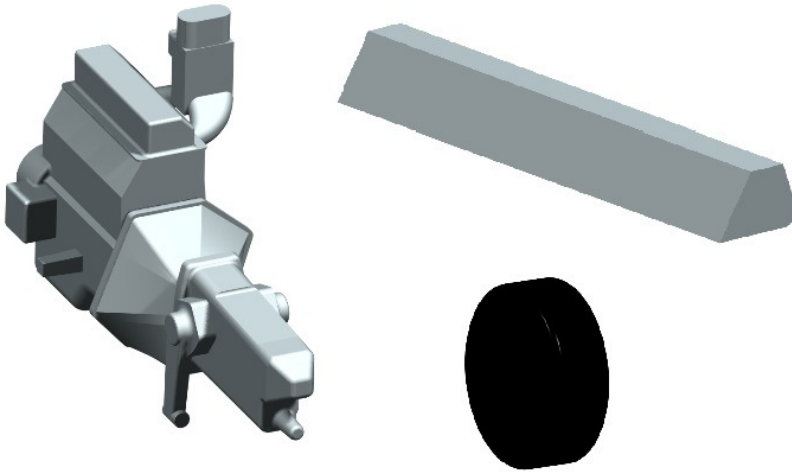
Per el segon modelatge, s'ha intentat seguir al peu de la lletra els criteris esmentats anteriorment, validant els resultats de la millor manera coneguda mitjançant l'algoritme de disseny. Com a base s'ha agafat el primer disseny, del xassís real, així com fotografies i mides de altres models reals considerats més ajustats a les nostres hipòtesis.

Com a pas inicial alhora de començar el disseny s'han introduït algun aspectes que serveixin com a referència, com potser el croquis del pilot, la posició del motor, les dimensions mínimes del habitacle o aspectes normatius com la distància entre eixos o la posició dels arcs. El resultat final és pot veure en la següent figura.



**Figura 28. Posició d'elements de referència**

Per últim, comentar que s'han modelat de manera simplificada varis elements que no interfereixen en el resultat com a part activa del xassís, com pot ser el conjunt motor-canvi o els dipòsits, però sí que ens limiten la distribució dels mateixos en l'espai disponible. Per els càlculs s'indica en cada cas que si s'han tingut en compte les resultants exercides per el pes propi d'aquests elements, com pot ser el càlcul a flexió.



**Figura 29. Models d'elements simplificats**

Per al que fa soldadures, aquestes també s'han simplificat i no s'han modelat com a tal, donat que en la practica, una bona soldadura tipus M.A.G dona un resultat molt similar a la inexistència de la unió com part d'una única peça sòlida, i en canvi, la utilització de les eines de soldadura que incorpora el programa implica realitzar molts més processos i de difícil representació de manera virtual, augmentant de forma exponencial el temps de càlcul i els possibles motius d'errors i/o obtenció de resultats invàlids. Per tant s'ha dut a terme les simulacions sense representar les soldadures.

#### *1.7.2.1. Enginyeria inversa*

Quan es parla d'enginyeria inversa en un procés de disseny qualsevol es fa referència al conjunt de processos que es duen a terme alhora d'analitzar un element real ja donat i obtenir de l'estudi, si es necessari, unes conclusions pertinents.

En el cas del present projecte, els processos d'enginyeria inversa que es van seguir en l'elaboració del disseny i anteriors al posterior anàlisi estructural van ser els següents:

Realitzar un pla d'estudi bàsic, per tal de fer-se una idea sobre el model, per on i com començar a treballar-hi.

Realitzar mesures de tots els elements del cotxe: les barres, longituds, amplades, radis, espessors, etc. També s'anoten els angles entre barres d'especial interès o distàncies totals i parcials.

Realització de fotografies digitals del xassís i els seus elements.

Realització de una planificació del disseny, intentant recrear el possible muntatge del xassís, donant prioritats alhora de començar a recrear els diferents elements.

Es procedeix a l'elaboració del xassís amb el programa 3D pertinent, utilitzant algunes de les fotografies preses com a guia o pauta per algunes de les línies inicials i sobretot amb les mesures realitzades.



Continuant amb el programa i després d'un treball intens i laboriós a l'ordinador s'acaben de realitzar els sòlids i les superfícies necessàries fins a obtenir el model real passat a suport informàtic tal com es pretén per poder ser analitzat.

El procés d'enginyeria inversa en la fase de disseny acaba en el moment en que es dona per vàlid el model obtingut comparant les diferències entre les toleràncies reals i les del model. Amb el programa informàtic se li apliquen propietats materials al model i es comparen els pesos i característiques volumètriques d'ambdós casos.

Es dona per vàlid i definitiu el model obtingut.

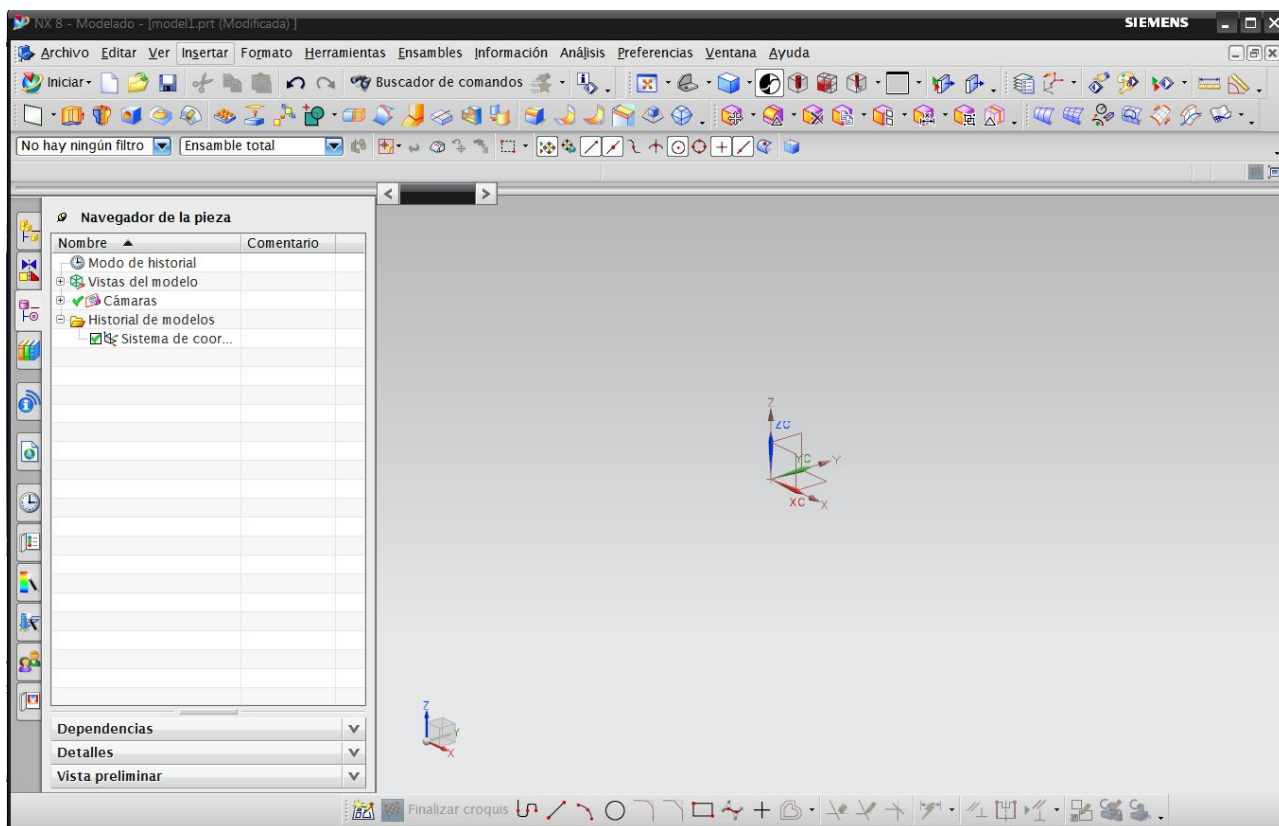


**Figura 30. Vista general del Selex STIII**

### 1.7.2.2. Eines de disseny: Mòdul de modelatge de NX 8.0

Aquest mòdul de NX 8.0 et dona diferents eines per tal de dur a terme el modelat necessari, en aquest apartat explicarem el funcionament bàsic del programa, així com la seva interfície i les eines més utilitzades en el nostre cas.

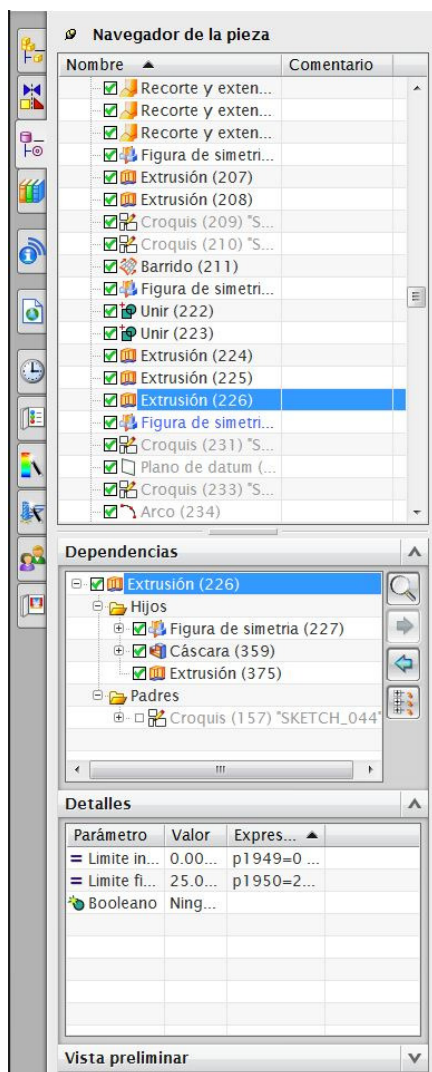
En la figura 14 es pot observa l'entorn de treball del programa, a la part superior es troben la majoria d'eines que ofereix el programa per el mòdul actual, en forma de barres de botons classificats per temes, visualització, corbes, superfícies, etc. En la part esquerra trobem, en forma de pestanyes, diferents funcions que disposa el programa, la navegació entre peces, l'arbre de processos, llibreria de materials, característiques aplicades al model o els resultats obtinguts en una simulació, podent passar d'una a un altre amb total facilitat. Per últim, en aquesta última versió, Unigraphics incorpora una barra exclusiva per la creació de dibuixos en 2D, anomenats croquis.



**Figura 31. Entorn modelatge NX 8**

En el mòdul de modelatge, és bàsic "el navegador de la peça", que ens mostra en forma de arbre, els processos realitzats al disseny actual així, com les dependències entre els models i la seva parametrització. Aquests són dos pilars bàsics del funcionament del software, ja que ens permet treballar amb referències anteriors (pares) i si editem posteriorment una dada, automàticament el programa intentarà variar les dependències (fills) per tal d'obtenir els resultats desitjats, sense que tenim que repetir un procés. En canvi, la parametrització ens permet donar uns valors en funció d'una expressió, que pot estar relacionada al seu temps amb altres paràmetres del dibuix, fórmules matemàtiques o inclòs arxius de dades externes, així podem aconseguir variar tota una peça en funció d'un sol paràmetre, aconseguir una forma determinada en funció d'un excel o variar la posició d'un muntatge en funció d'una dada, com podria ser l'altura del pistó en funció a l'angle del cigonyal.

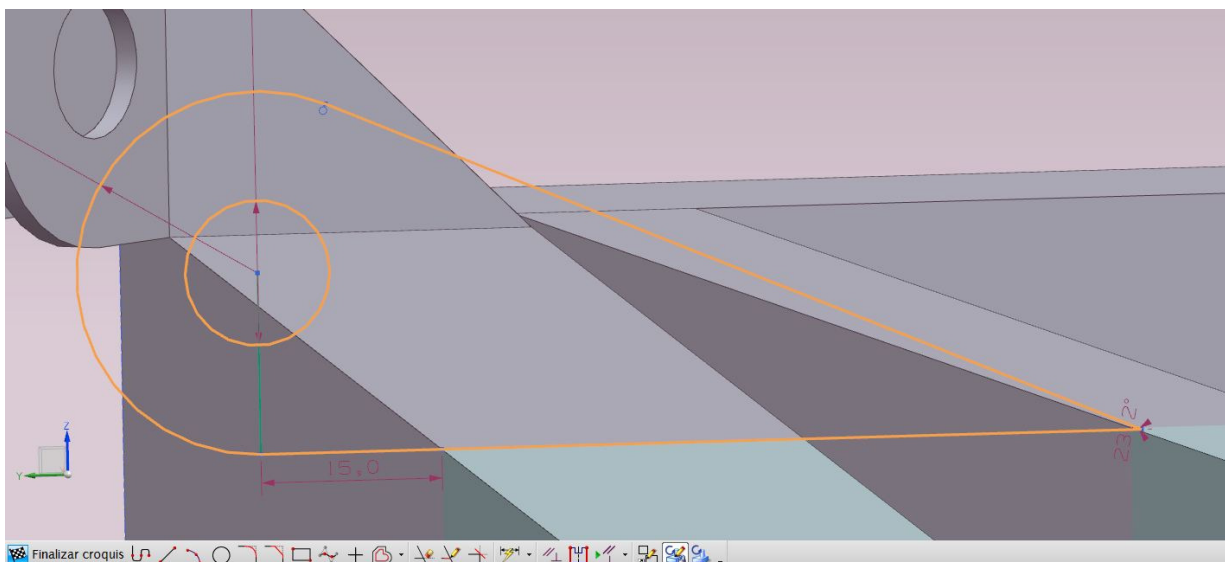




**Figura 32. Navegador de la peça**

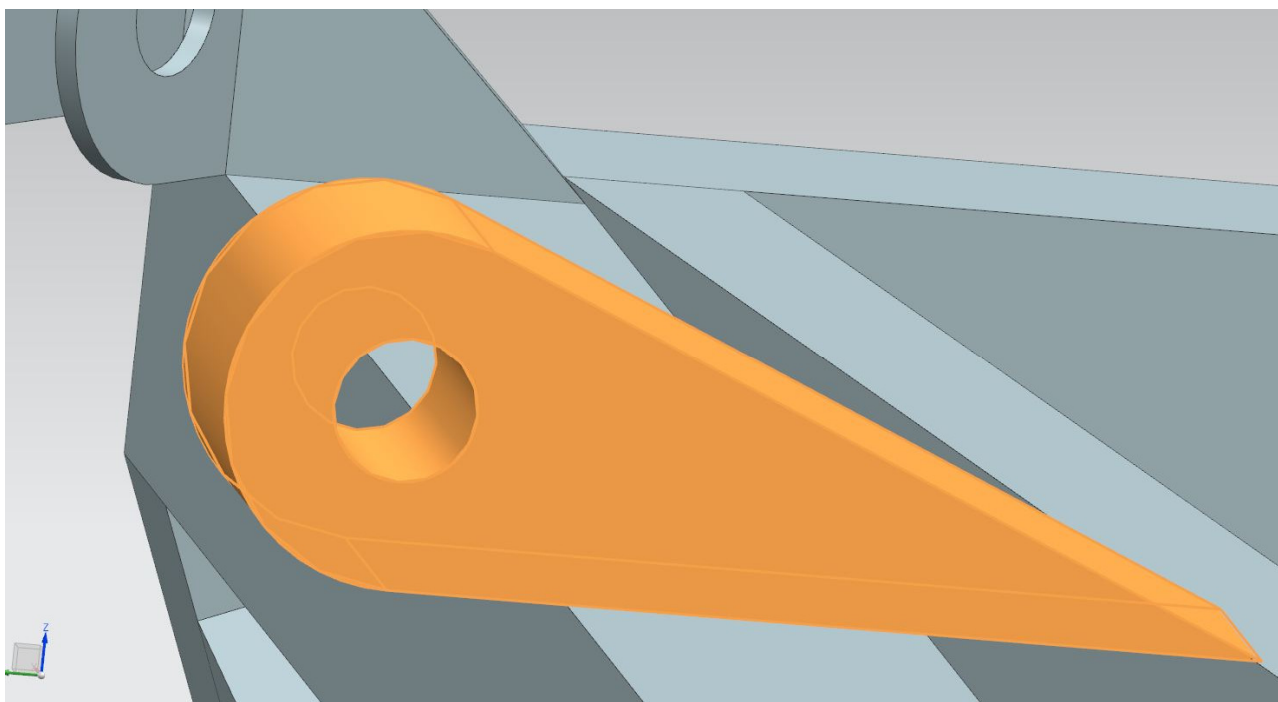
Per aconseguir un model en 3D tenim, principalment, tres formes d'aconseguir-ho. La primera és l'ús directe de formes bàsiques en tres dimensions (cubs, esferes, cilindres...), donant els valors desitjats, la segona, i més utilitzada, és modelar una peça en base a un dibuix en 2D, per últim podem utilitzar superfícies 2D en un espai 3D per tal de donar forma al contorn de la peça, aquest últim mètode és molt útil per dissenyar formes complexes, com podria ser una carrosseria d'un cotxe. En el nostre cas s'ha interactuat amb els tres mètodes, però en major mesura el modelatge en base a croquis.

Per començar el modelatge en funció d'un dibuix 2D, s'utilitza l'opció de croquis, primer que res ens demanarà el pla on fer el dibuix, en aquest cas es podrà començar en un dels tres plans de referència, o en qualsevol altre, com podria ser una cara existint del model o un pla creat en la posició desitjada. Seguidament podrem dibuixar la forma necessària en el pla, amb els diferents comandaments disponibles (línia, cercle, arc...), així dibuixarem en contorn de la peça, amb el que seguidament treballarem.



**Figura 33. Croquis en 2D**

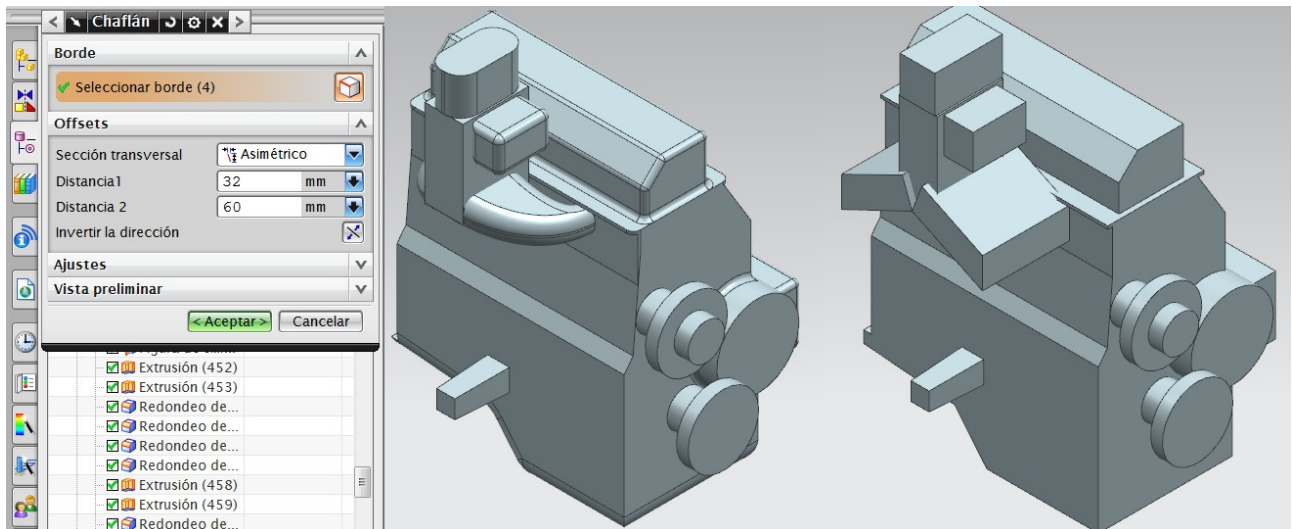
Un cop tenim el dibuix en 2D, podem utilitzar-lo per crear el sòlid, amb ell podem realitzar diferents accions, com podria ser extrusionar al llarg d'un vector o fer una revolució al voltant d'un eix, entre d'altres. Aquests botons els podrem trobar a la part superior esquerra.



**Figura 34. Extrusionat d'un croquis**

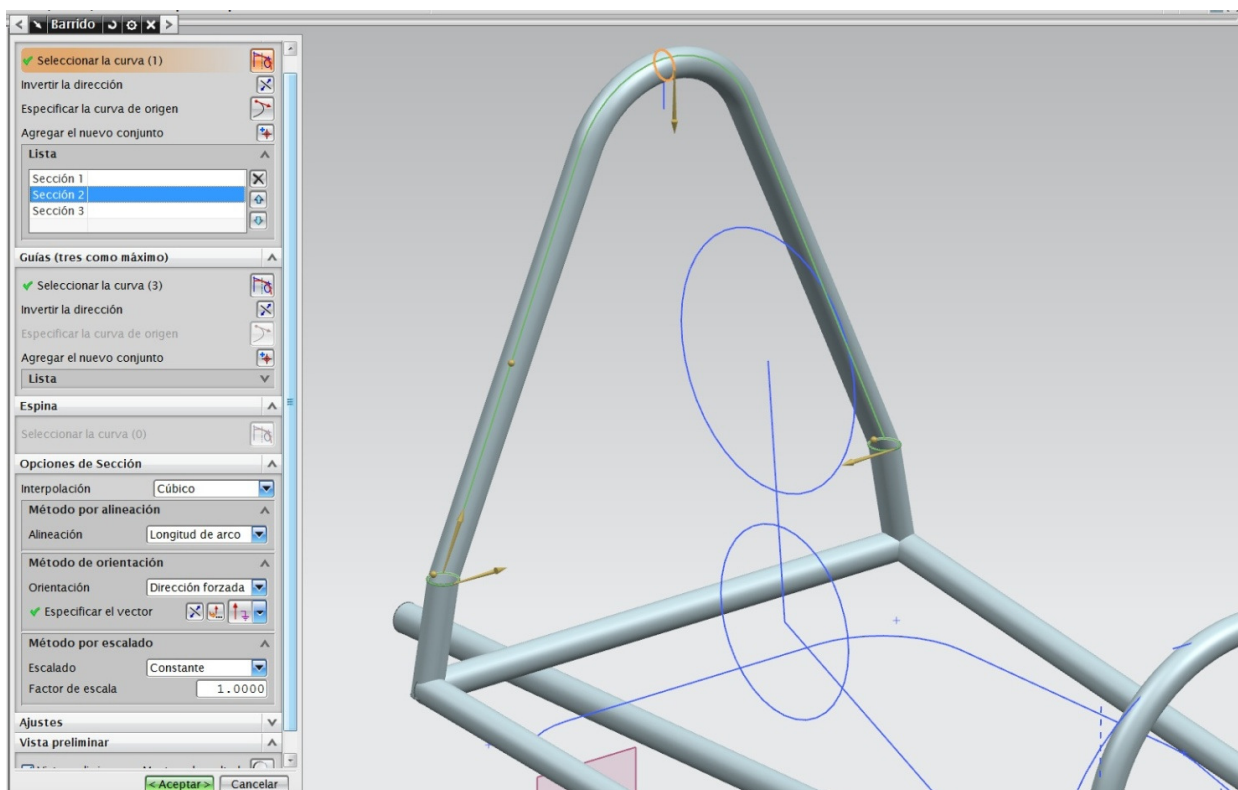
A continuació, podem treballar sobre l'element 3D creat, amb la possibilitat de fer forats, arrodoniments, xaflans, creat reforços o donar-li un gruix de parets a la peça amb l'opció "càscara", entre d'altres. D'altre banda també podem combinar diferents sòlids en 3D per crear-ne un de nou més complexa, per exemple intersecant dos cossos, restar un sobre l'altre o unint dues peces. Els comandaments es troben en el palet superior.

En la figura nº 35 es pot observar la utilització de les diferents eines per passar d'u sòlid basic, obtingut en base a extrusions i amb una forma molt tosca, a una conjunt molt més ben modelat, obtenint una representació fidel i estilitzada, tot i ser una peça idealitzada, i sempre utilitzant les eines anteriorment esmentades.



**Figura 35. Motor estilitzat**

També cal esmentar l'eina de "barrido", una eina que ens permet crear peces en extrusió de més complexitat, amb variació de secció al llarg de trajectòries no rectilínies. En aquest comandament, podem seleccionar diverses seccions de formes diferents i extrusionar-les al llarg d'unes guies que poden ser corbes. La tècnica de "barrido" és bàsica alhora de crear el modelat del xassís, degut a que tenim barres corbades, que podem representar amb gran fidelitat gràcies a ella.



**Figura 36. Execució de l'eina "barrido"**

### 1.7.3. Estudi del model

#### 1.7.3.1. Mètode dels elements finits (FEM)

L'anàlisi per elements finits és un mètode per predir el comportament d'un objecte del món real, davant un conjunt d'accions tals com a forces, temperatura, etc.

Aquest mètode consisteix en discretitzar una regió contínua, donant lloc a una xarxa de nodes connectats entre si a través de formes geomètriques simples anomenades elements finits. Les equacions que regeixen el comportament del continu regiran també el de l'element. D'aquesta forma s'aconsegueix passar d'un sistema continu (infinitos graus de llibertat), que és regit per una equació diferencial o un sistema d'equacions diferencials, a un sistema amb un nombre de graus de llibertat finit, el comportament de la qual es modela per un sistema d'equacions. Així, les propietats del material i les seves equacions constitutives són considerades sobre aquests elements segons una sèrie de càrregues i restriccions prèviament aplicades (condicions de contorn). La solució al sistema global es representarà de forma contínua.

D'aquesta manera, el mètode d'elements finits ens servirà per predir el comportament de qualsevol sistema i la seva relació amb diferents fenòmens físics: tensions, desplaçaments i vibracions mecàniques, transferència de calor (conducció, convecció i radiació), fluxos de fluids (líquids i gasosos), fenòmens acústics, electromagnètics, etc.

#### 1.7.3.2. Fonaments del mètode dels elements finits

Les limitacions de la ment humana són tals que no pot captar el comportament del complex món que l'envolta en una sola operació global. Però àdhuc amb limitacions, la ment humana és imaginativa i ha aconseguit sortejar aquest obstacle separant els sistemes en els seus components individuals, l'estudi dels quals pot ser més accessible, i a partir d'aquests reconstruir el sistema original.

Aquesta és la forma de procedir que ha adoptat l'home durant la seva evolució, de manera que quan tracta de descriure quantitativament un fenomen, planteja el model físic i a partir d'aquests construeix un matemàtic que li permeti estudiar-ho més còmodament i en diferents condicions. Si bé en molts casos aquest model matemàtic utilitza un nombre finit de variables (problemes discrets), en uns altres és necessari un nombre infinit d'elles (problemes continus).

Per superar la dificultat que plantegen aquests segons, existeixen mètodes numèrics de resolució d'equacions diferencials que reemplacen el sistema continu per un discret de manera que el problema es redueix a resoldre un sistema algebraic d'equacions amb un nombre important d'incògnites, però que amb l'ajuda dels ordinadors es converteix en un problema abordable. No obstant això, l'inconvenient de passar d'un nombre infinit de variables a un finit es tradueix en solucions aproximades però no exactes.

En resum, el mètode dels elements finits reproduïx de forma aproximada el que succeeix en la realitat a partir de la resolució numèrica del sistema d'equacions matemàtiques que descriu aquesta realitat.

Per efectuar aquesta aproximació i convertir així un problema continu en un discret, el mètode és el següent:

El continu es divideix, mitjançant línies, superfícies o volums imaginaris, en un nombre de elements finits.

Els elements estaran connectats entre si mitjançant un nombre finit de punts, que s'anomenen nodes, situats en els seus contorns. Els desplaçaments d'aquests nodes seran les incògnites fonamentals del problema.

Es pren un conjunt de funcions que defineixin de manera única el camp de desplaçaments dins de cada element finit.

Aquestes funcions de desplaçaments definiran l'estat de deformació dins de l'element en funció dels desplaçaments nodals. Aquestes deformacions, juntament amb les deformacions inicials i les propietats constitutives del material, definiran l'estat de tensions en tot l'element i, per tant, també en els seus contorns.

Es determina un sistema de forces concentrades en els nodes, tal que equilibri les tensions en el contorn i qualssevol càrregues repartides, resultant així una relació entre forces i desplaçaments.

Queda per comentar la imposició de les condicions de contorn corresponents, podent estar aquestes aplicades a nodes, arestes o superfícies d'un model. Durant l'anàlisi del model es generarà una equació per cada grau de llibertat de cada node.

D'aquesta forma, a l'hora de resoldre un problema mitjançant el mètode dels elements finits, se seguiran normalment tres etapes:

**Preposés:** En aquesta primera etapa es construeix el model i es deixa indicada tota aquella informació que sigui necessària per a l'anàlisi del mateix: geometria, propietats dels materials, condicions de contorn (càrregues i desplaçaments imposats) i la discretització del domini en elements finits (malla).

**Resolució:** Aquesta etapa és la que té a veure més amb el càlcul numèric i per la qual és realment imprescindible l'ús d'ordinadors. En ella es generen les equacions que descriguin el comportament dels elements finits (funcions de forma), s'assemblaran en una sola matriu denominada matriu de rigidesa i es resoldrà el sistema d'equacions que ens permeti conèixer el comportament del fenomen estudiat. Aquest sistema d'equacions es pot esquematitzar de la següent forma:

$$f = K \cdot u$$

On les incògnites són els desplaçaments en els nodes (vector  $u$ ) que es troben a partir de les forces o sol·licitacions en els nodes (vector  $f$ ) i de la rigidesa de les barres (matriu de rigidesa  $K$ ). Coneguts aquests desplaçaments és possible determinar els esforços en les barres.

**Posposes:** En aquesta tercera i última etapa es fa una anàlisi gràfica i numèric dels resultats obtinguts a partir de la resolució del sistema d'equacions

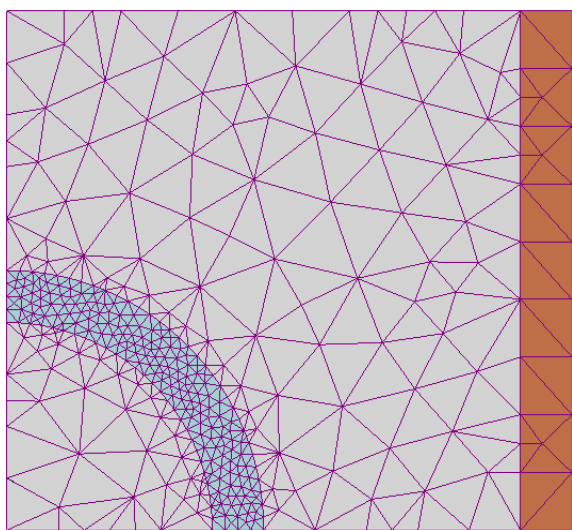


Figura 37. Exemple de discretització (mallat) en 2D.



A partir de la dècada dels 80, el mètode dels elements finits es va convertir en una de les eines més poderoses a l'abast de tot tipus d'enginyers, permetent-los resoldre numèricament un gran nombre de problemes d'enginyeria. I més encara a partir de la incorporació de la simulació d'esdeveniments mecànics o MES (Mechanical Events Simulation) al món de la simulació per ordinador, que inclou la possibilitat d'una anàlisi dinàmica per mitjà de la simulació del moviment (càrregues i restriccions variables en el temps, proporcionant resultats -tensions, desplaçaments, deformacions, etc.- també en funció del temps), i anàlisi multi fenomen (transmissió tèrmica, flux de fluids o electrostàtic). Així com altres millores afegides a la simulació més tradicional. Les seves aplicacions van des del camp de l'automoció, l'aeronàutica o la construcció, fins a l'anàlisi dels camps del flux de calor, magnètic i de fluids.

Gràcies als avanços tecnològics en matèria d'ordinadors i sistemes CAD, en l'actualitat és possible modelar problemes complexos amb relativa facilitat i assajar diversos models alternatius abans de construir el primer prototip, la qual cosa suposa una disminució del cost de fabricació.

És important destacar també que una de les característiques més atractives d'aquest mètode, encara que també una de les més perilloses, és el fet de tractar-se d'un mètode aproximat. Això implica que, en mans d'un tècnic experimentat és una eina molt potent per a l'obtenció d'informació sobre el comportament de models complexos, mentre que en mans d'algú no tan experimentat pot tractar-se d'una eina que desconcerti i confongui al tècnic amb valors erronis. Per tant, la seva utilització s'ha de prendre sempre amb certa precaució i comprovant que els resultats obtinguts són coherents i similars al que caldria esperar.

#### *1.7.3.3. Eines d'anàlisi: Mòdul de simulació NX CAE mitjançant Nastran*

Aquest mòdul es els que ens permet l'estudi del xassís mitjançant el mètode FEM, explicat en l'apartat anterior. Per realitzar una simulació correcta cal, com a mínim, seguir els següents punts bàsics:

- Selecció del tipus d'estudi que volem fer.
- Assignació del/s material/s a les nostres geometries
- Discretització dels elements sòlids mitjançant un mallat.
- Definir les condicions de contorn:
  - Aplicació de les restriccions.
  - Aplicació de les càrregues.
- Comprovació.
- Execució de l'anàlisi.

El primer pas a realitzar és la creació dels arxius necessaris per realitzar la simulació, per obrir aquest mòdul ho fem mitjançant el botó d'iniciar de NX >> simulació avançada, en aquest moment apareix el nou navegador de peça i en ell s'ha de seleccionar la peça per tal de crear els nous arxius de mallat (.FEM) i simulació (.SIM), que es guarden, de forma predeterminada, en la carpeta on trobem el arxiu de la peça (.prt). Seguidament apareix una finestra per seleccionar i editar els paràmetres de la solució desitjada, aquí es seleccionaran el tipus d'anàlisi que volem fer, les opcions de la mateixa i els resultats obtinguts, aquestes opcions es poden canviar o crear de nou en qualsevol moment des de la simulació. Per passar entre els diferents arxius s'ha de prémer la pestanya finestra, en la part més superior i seleccionar l'arxiu desitjat.

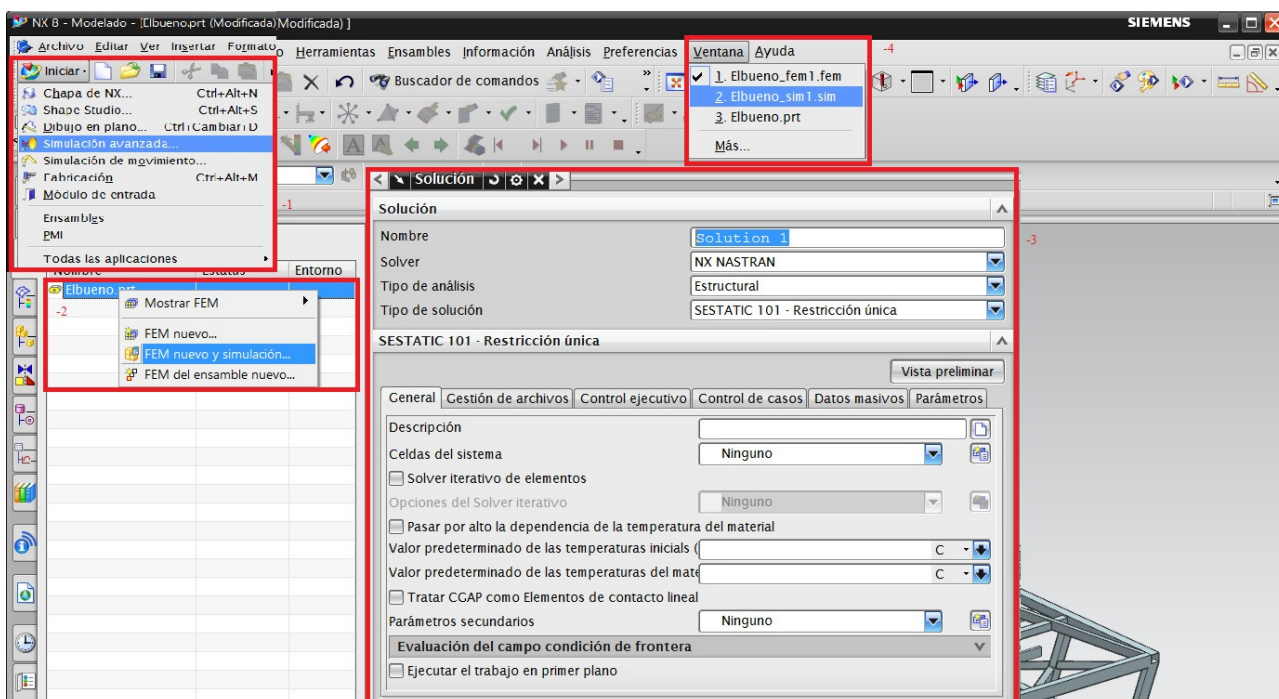



Figura 38. Passos inicials FEM

Seguidament cal aplicar els materials. Per fer-ho, s'utilitza l'opció d'assignació de materials  i seguidament s'aplica el material desitjat a cada cos de la peça. Per els materials, existeix una biblioteca dels més comuns, però sempre es pot crear un de nou ficant les dades necessàries, això donarà les característiques a la malla per tal de fer els càlculs.

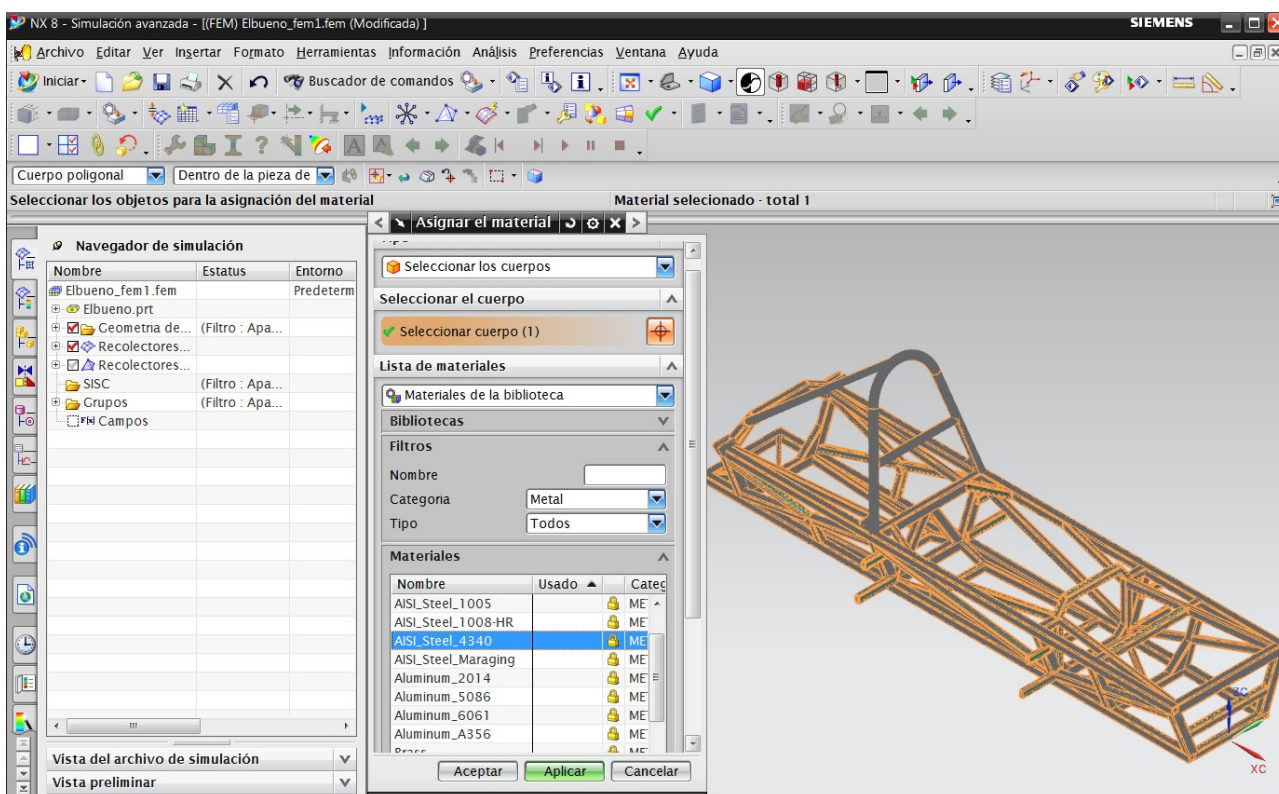


Figura 39. Assignació de materials.

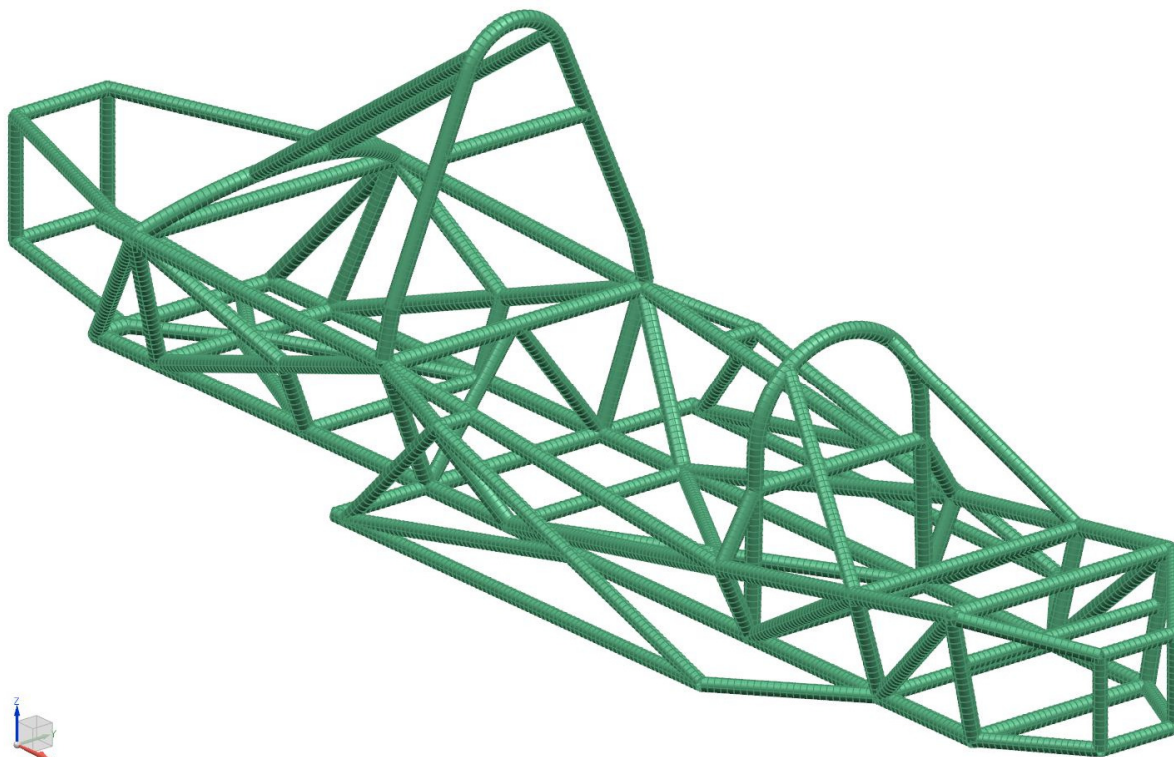


A continuació es crearà la malla, aquest és un punt crític en tot estudi, ja que s'ha de realitzar la discretització de la forma més òptima possible en funció de les nostres necessitats i de la solució a estudiar, ja que una malla mal realitzada pot donar lloc a resultats erronis, poc coherents o allunyats del resultat real homònim. Per exemple, si realitzem una malla amb uns elements massa grans i distanciats, obtindrem resultats poc definits, amb concentració d'esforços, o si realitzem una malla massa densa podrem donar lloc a possibles errors, per la poca distància entre nodes, a part d'augmentar exponencialment el temps de càlcul.

Per realitzar la malla, Unigraphics NX ens dona nombroses eines per treballar-hi, en el nostre cas, al treballar en una geometria tridimensional, es defineixen els sòlids per mallat mitjançant elements 3D (tetraèdrics, decaèdrics, hexaèdrics...), precisant al detall la geometria. Per dur a terme la malla final, s'han seguit els següents passos:

- Mallat de les formes característiques del model: Primerament s'han discretitzat les zones amb característiques singulars, o que necessiten ser treballades de forma excepcional. Així aconseguim, que aquestes zones es comportin de manera correcta en l'anàlisi, com podria ser aconseguir l'homogeneïtat de la malla al llarg d'una barra mitjançant un "barrido", obtenir els mateixos resultats en les zones simètriques, amb l'ús de malles de dependència, etc.

- Mallat de tota la peça: En aquesta segona etapa es realitza un mallat tetraèdric de totes les zones del model fent les coincidir amb les primeres, per tal s'utilitzarà el comandament "malla tetraèdrica 3D", situat a la part superior. S'han de seleccionar els objectes a mallar i numerar una grandària entre nodes correcta, per guiar-nos podem utilitzar la funció de proposar una mida de forma automàtica, i en funció d'aquesta i els resultats obtinguts, variar-la com sigui necessari. Després d'això ja tindrem la malla totalment completada al llarg de tota la peça, només caldrà comprovar si es necessari una optimització d'alguna part.

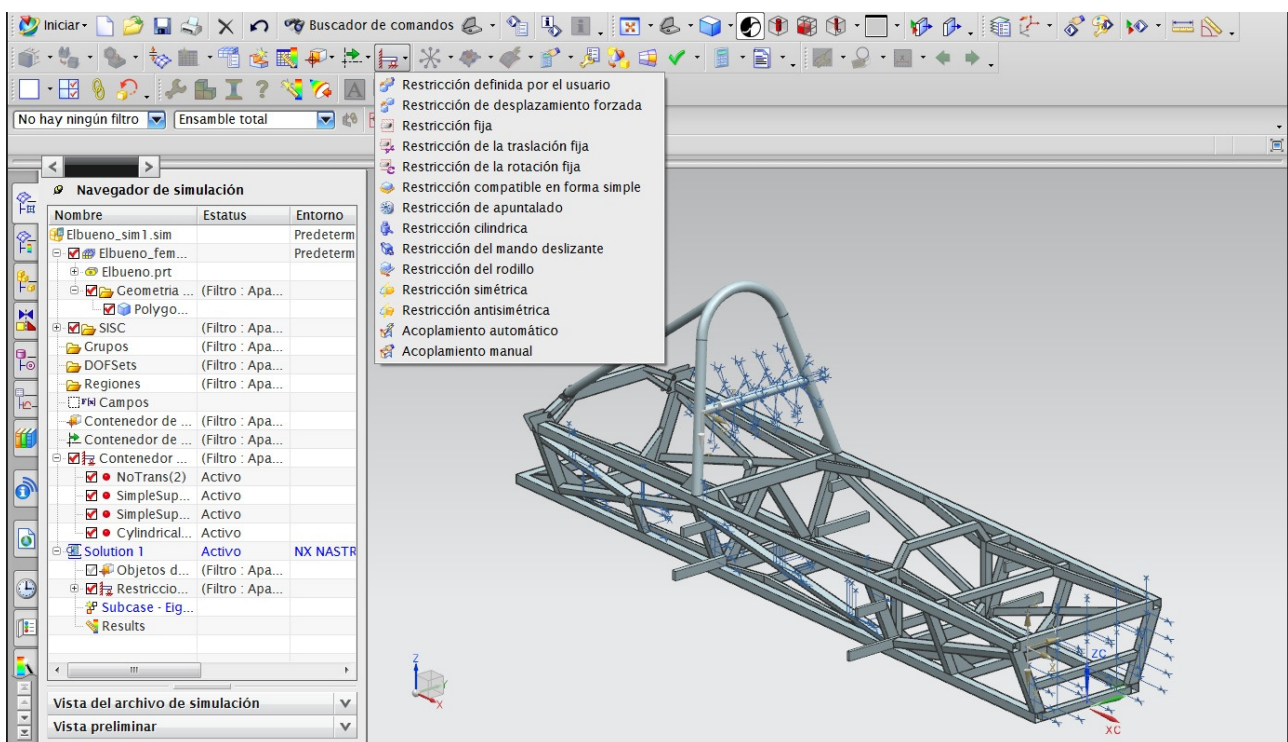


**Figura 40. Mallat del xassís optimitzat amb elements CBEAM tubulars en 1D.**

-Refinat de la malla: Per últim, es buscaran possibles errors o zones poc discretitzades de la malla sobre la peça i es realitzarà un control de malla per tal de millorar-la, aquí podem trobar zones amb elements massa grans, o que no s'ajusten a la forma real de la peça, com pot ser una corba que tingui aspecte dentat. El control de malla ens dona diferents opcions, com donar toleràncies de malla respecte al model o el nombre d'elements al llarg d'una aresta. Aquest pas és important per obtenir un bons resultats amb un temps de càlcul ajustat.

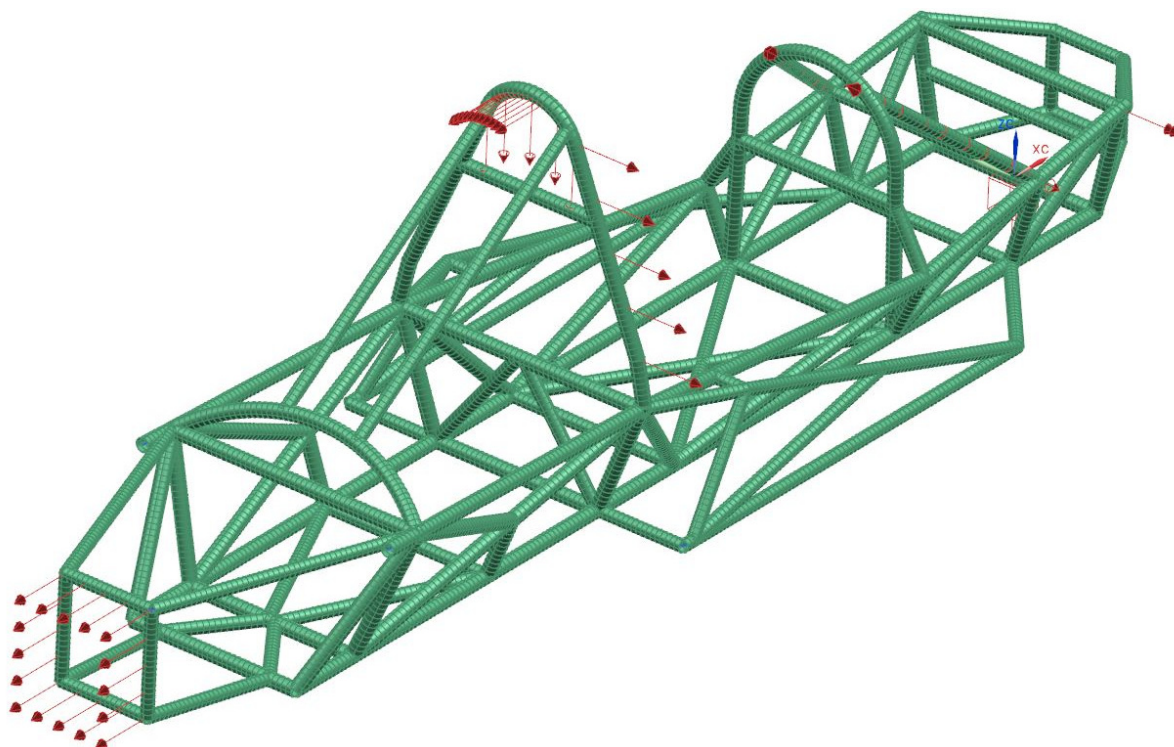
Un cop tenim la malla ben construïda i amb els materials seleccionats, passarem a la finestra de simulació, on donarem les condicions de contorn necessàries per la nostra simulació. Primerament, podem acabar d'ajustar la nostra solució, o crear-ne de noves, segons el anàlisi que vulguem fer, les variables a tenir en compte, el tipus de càlcul o resultats que volem obtenir.

Seguidament, una vegada estan detallats tots els paràmetres, es donaran les restriccions necessàries, es pot escollir alguna de les predeterminades o crear-ne una personalitzada, tot seguit es seleccionaran les zones a restringir (punts, cara, vèrtex, etc.)




**Figura 41. Tipus de restriccions**

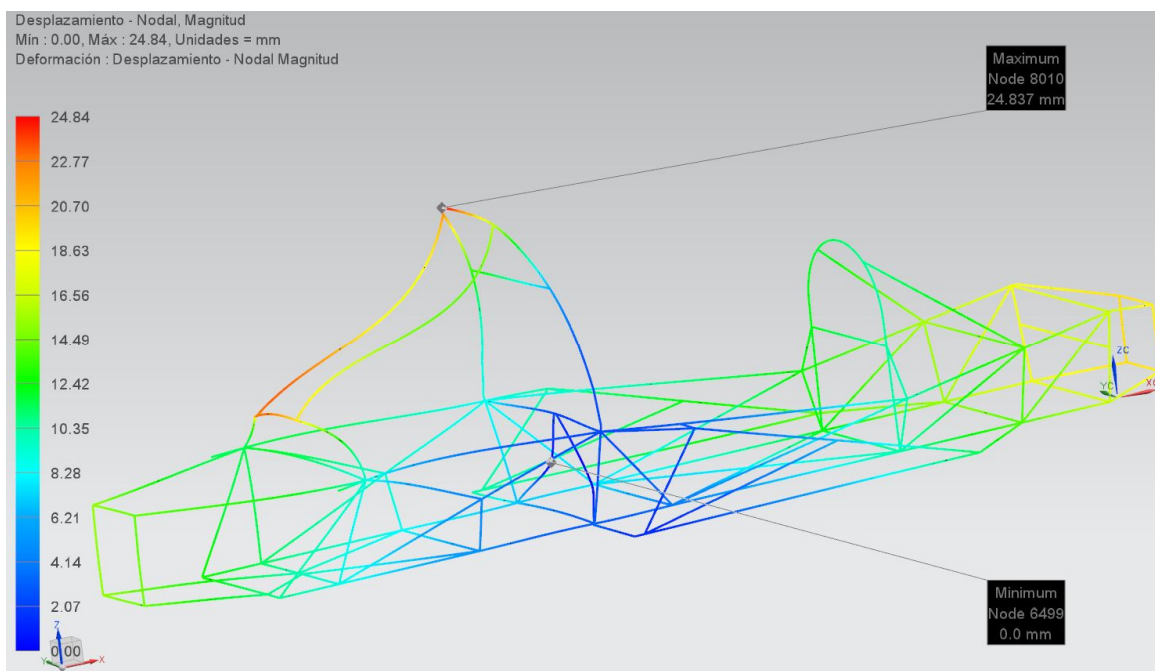
A continuació es definirà les hipòtesis de càrrega, per això es definiran les sol·licitacions necessàries mitjançant les diferents opcions disponibles en el programa (moment, pressió, força, acceleració, etc.). També cal definir el lloc d'aplicació de la sol·licitació, creant noves cares o seccions si és necessari.



**Figura 42. Exemple de diferents càrregues aplicades sobre el model.**

Abans de realitzar els càlculs de la simulació, podem utilitzar l'opció per verificar el model  com a precaució, per que el software adverteixi de possibles errors en la concessió de les condicions de contorn.

Per últim, un cop realitzat l'anàlisi, trobarem les solucions obtingudes en el "navegador de postprocessament" en la segona pestanya de l'esquerra, aquí podrem observar els resultats finals, en funció dels paràmetres de sortida seleccionats anteriorment, tant de forma gràfica com els valors numèrics més característics. En aquest aspecte podem canviar l'estil dels resultats, aplicant escales de color o diferents mètodes visuals per diferenciar els valors obtinguts.



**Figura 43. Exemple de resultats de desplaçaments**



## 1.8. Resultat final

Es decideix dissenyar un xassís tubular d'acer per la seva senzillesa de disseny, ja que jugant amb la disposició de les barres és fàcil situar els punts a l'espai que siguin necessaris; i un bon mètode de disseny pot facilitar en gran mesura el procés de fabricació i abaratir-ne el seu cost.

En referència a la justificació de la forma escollida, s'ha decidit seguir, en mesura del possible, el disseny del Selex STIII alhora que s'estudiaven les millores adients, conforme els criteris esmentats anteriorment i col·locant primerament les barres que formen el bastidor. D'aquesta manera s'ha obtingut un primer esbós del que seria el futur xassís. Posteriorment, i seguint els paràmetres establerts, s'ha decidit on calien punts d'ancoratge per els diferents elements i on calia deixar espai lliure per el pilot, components mecànics, etc.

Un cop es tenia clar quins punt a l'espai eren accessibles o no, es va procedir tractant d'augmentar la rigidesa del conjunt en la mida del possible, col·locant barres allà on era necessari. Al mateix temps, seguint els criteris de disseny establerts s'ha intentat buscar un compromís entre tots ells, principalment el grup rigidesa, espai i distribució de pes, però sempre sense deixar de banda el preu de construcció.

Amb el bastidor ja encarat, es decideix introduir elements que millorin la seguretat del conjunt, per tal de complir amb la normativa, en aquest moment s'introdueixen les tres estructures de protecció, conjugant-les amb el disseny ja establert per el xassís. Finalment, es justifica la introducció dels absorbidors d'energia per complementar la seguretat i complir les dimensions finals del monoplaça.

S'escull material d'acer per a construcció donat que té un cost baix, és fàcilment soldable i de fàcil mecanització. L'aliatge és el ST 52-3, que s'utilitza per les estructures més sol·licitades. S'han emprat dos mides de diàmetre de barra estructural: 28mm i 32mm; les dues de gruix 2mm.. La justificació de les mides escollides correspon a un criteri de mantenir (o superar) la inèrcia de la secció de barra que col·locava el xassís original, tot reduint la gama de perfils i evitant l'encariment del projecte. Paral·lelament, diverses iteracions del càlcul per elements finits va acabar de justificar els perfils necessaris.

A continuació podem veure una taula resum de les especificacions del monoplaça:

Nom prototip	PFX
Estructura	Xassís tubular d'acer
Material	Tubs d'acer estructural ST 52-3 D 28x2 i 32x2
Massa del xassís	79 Kg
Zona impactes	Tipus niu d'abella d'alumini
Repartiment pes eix anterior/posterior en %	38/62
Mètode d'unió	Soldadura tipus M.I.G. amb aportació de material
Rigidesa a torsió	2885 N·m
Longitud total	3414 mm
Distància entre eixos	2270 mm
Amplada total	852 mm
Alçada total	889 mm
Via anterior	1104 mm

**Taula 8. Especificacions xassís Selex STIII**

I una taula enumerativa dels diferents materials utilitzats en el xassís:

Element	Ø exterior	Ø interior	Unitats	Tol. Ø ext. ±	Tol. Ø ext. ±	Long. total	Material
Tub	32 mm	28 mm	54	0,15 mm	0,15 mm	26.000 mm	ST52-3
Tub	30 mm	12 mm	4	0,08 mm	0,08 mm	1.000 mm	ST52-3
Tub	28 mm	24 mm	49	0,15 mm	0,15 mm	22.000 mm	ST52-3
	Dimensions	Gruix	Unitats	Tolerància		Massa total	Material
Xapes	Varies	2,5 mm	20	0,15 mm		2 kg	ST52-3
	Dimensions	Longitud d'absorció	Unitats	Tipus		Massa total	Material
Absorbidor	180x172	190	1	Panell d'abella		0,39 kg	Alumini
Absorbidor	175x141	212	1	Panell d'abella		0,41 kg	Alumini

**Taula 9. Materials utilitzats en el disseny del xassís.**

### 1.8.1. Simplificacions assumides

Degut a les dificultats trobades durant el procés de mallat del xassís optimitzat i a la manca de temps i hores de processament de dades per part del programa, s'ha tingut que simplificar el sistema de mallat utilitzat en aquest cas, passant d'una malla 3D amb elements tetraèdrics com el xassís original, a un mallat amb elements biga (CBEAM) en una dimensió. Es tracta d'elements uniaxials (1D) que suporten carregues de tracció, compressió, moments flectors i torsió. Per realitzar les unions entre barres s'ha utilitzat elements RBE2 per aconseguir una unió rígida dels elements sense graus de llibertat, ja que l'existència d'elements adjacents dels quals la rigidesa pugui diferir en diversos ordres de magnitud o més, pot produir una matriu de rigidesa mal condicionada, la qual cosa condueix a problemes en la solució del model.

Treballar amb elements biga és un sistema prou precís per el tipus de xassís i sol·licitacions que proposem, ja que té en compte totes les forces que ens podem trobar en les hipòtesis a estudiar. Moltes simulacions de complexitat similar o més alta utilitzen aquest sistema degut a la simplificació dels processos, càlculs i la reducció de temps que això significa.

Aquesta decisió s'ha pres principalment per la quantitat d'hores que tardava el programa en mallar cada cop que se li aplicaven diferents solucions per el mallat, la qual cosa portava a no assolir uns resultats que no permetrien concloure un estudi acadèmic com és un projecte final de carrera.

La principal causa d'aquest problema és la utilització d'una gran quantitat d'elements tubulars amb perfil CHS, que en les unions compliquen en gran mesura el retall virtual de les barres. Tot i haver modelat el xassís sempre respecte els punts tridimensionals i aplicant diferents formes de retallar i ajuntar les barres, sempre quedaven minúscules cares interiors, no intersecant, doblengades o sobreposades, amb dimensions molt més reduïdes que el valor de malla escollit, fent impossible el mallat d'aquestes cares i resultant un error al final del procés de mallat, es va intentar corregir aquests problemes treballant amb aquestes cares individuals, fusionant-les, retallant-les o cosint-les, però corregir una cara pot significar obtenir un altre error en un punt més avançat del mallat o en una cara propera, degut a la pèrdua de temps que significava aquest laboriós procés, es va optar per realitzar el mallar unidimensional.

D'altre banda, no es va optar per mallar amb elements plans 2D de tipus placa triangulars o quadrades, perquè el modelatge no va ser pensat per fer-ho d'aquesta manera i degut a les complexes formes, obtenir la

base neutre d'un parell de cares es fa una feina extremadament complexa, i més tenint en compte que es dissenya el xassís amb barres tubulars. de diferents seccions.

### 1.8.2. Valoració qualitativa del model obtingut

El disseny obtingut finalment s'ha donat per bo en el moment que ha complert amb les expectatives i objectius principals dintre del marc de temps que ens permetés extrapolar la consecució dels objectius bàsics plantejats abans de començar el projecte, així com al superar les hipòtesis estudiades mitjançant elements finits, tot i no passar de manera distesa algunes de les proves marcades per la normativa, o no poder realitzar alguna de les metodologies inicialment ideades, com l'estudi dels ancoratges, la simulació amb elements tetraèdrics o la realització de test dinàmics mitjançant Unigraphics NX.

Tot això s'ha fet per simplificar les metodologies sense afectar a l'estructura bàsica del projecte, ja que el que es pretén des d'un principi no és la modelització i estudi exacte del xassís, sinó l'aplicació d'una metodologia correcta i vàlida en la obtenció d'uns resultats coherents per als diferents anàlisis proposats. Un punt bàsic per concloure el correcte disseny és l'assoliment d'un valor de rigidesa a torsió digne per aquest tipus de vehicle i significativament millor que el del xassís original.

Així doncs, es dona per vàlida la geometria final obtinguda i les simplificacions pertinents.

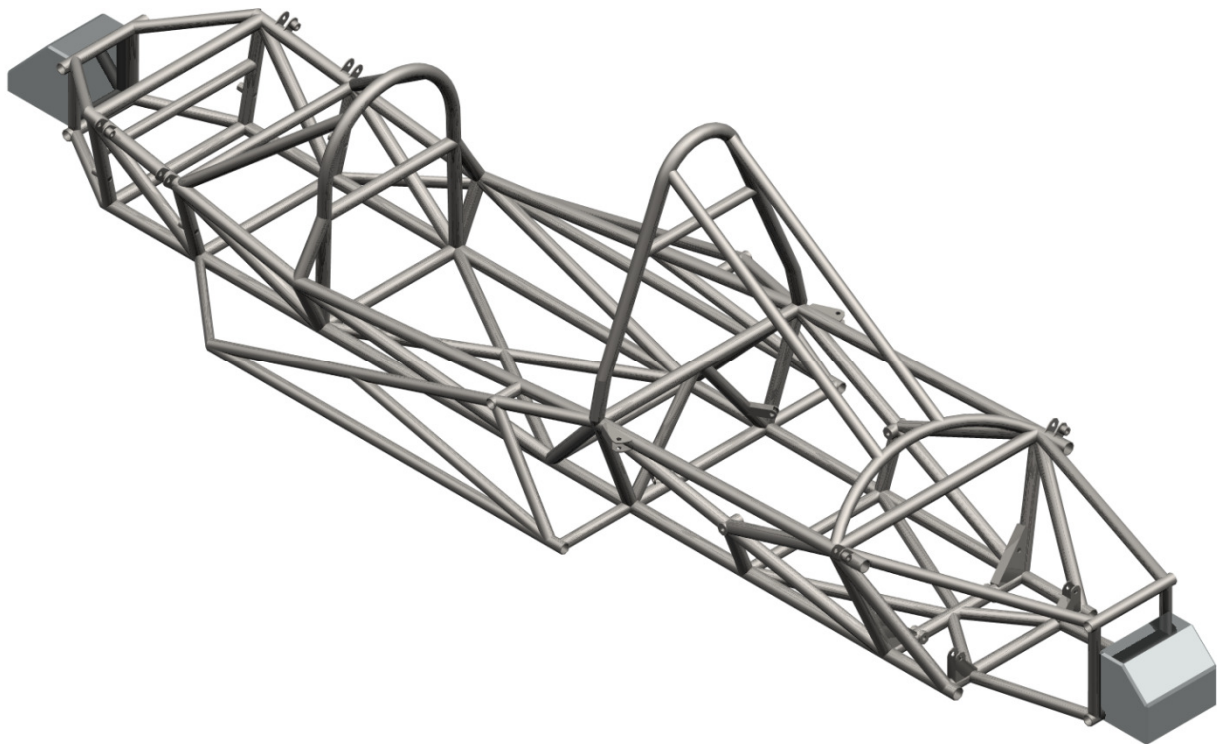


Figura 44. Vista general del disseny final

### 1.8.3. Propostes de millora i futures línies de treball

Una vegada acabat el projecte i realitzant una visió més objectiva del projecte i del disseny del xassís, es valoren certes aspectes del projecte que no s'han pogut portar a terme principalment degut a la manca de temps.

Alguns dels aspectes a treballar del projecte són:

-Estudi dels absorbidors d'impactes: Finalment es va decidir introduir uns absorbidors d'energia en el disseny del xassís, però degut a la manca de temps i a la complexitat dels càlculs i simulacions, no es va comprovar les millores que produeixen en hipòtesis com les de xoc, on poden millorar substancialment els resultats, per tant seria una línia de treball futura.

- Estudi estàtic dels ancoratges: Un altre millora del projecte seria l'estudi del comportament dels ancoratges. Al realitzar un mallat unidimensional, finalment no es varen estudiar les deficiències o sobre dimensionat dels ancoratges que formen el xassís, i l'estudi d'aquest aspecte milloraria el disseny projectat.

-Modelat amb suspensions: Durant la realització d'aquest projecte s'ha fet un model de simulació en el qual les restriccions de desplaçament en diverses proves (frenada, acceleració...) es realitza mitjançant la restricció en el desplaçament de certs nodes, en comptes d'utilitzar elements flexibles que simulin els resultats molla-amortidor d'un vehicle real. De totes maneres, la prova que marca el correcte funcionament del xassís és la de torsió, en la qual no intervenen les suspensions. Les altres proves es realitzen per comprovar que en situacions reals el xassís no sofreix deformacions inadmissibles que poguessin afectar al comportament del monoplaça. Es va comprovar que el xassís responia acceptablement sense utilitzar la simulació amb les suspensions, la qual cosa representa una situació més desfavorable, amb el que les deformacions reals, excloent les suspensions, seran encara menors que les presentades. D'altre banda, el disseny, modelització i estudi dels sistemes de suspensió pot ser una altra gran línia de treball futur, per concretar millor el disseny real del fórmula.

-Millores en l'aplicació de les eines informàtiques: Inicialment es volia dur a terme tots els estudis mitjançant elements 3D, que donen més definició al projecte, alhora que permeten estudis més concisos i complexes. Com finalment no es va poder dur a terme amb el xassís optimitzat, seria interessant tractar de corregir aquesta deficiència i realitzar un mallat complet en 3D alhora que s'intenta obtenir una malla més precisa i optimitzada. També es podrien ampliar les eines utilitzades, per obtenir resultats més precisos i amplis, realitzant nous estudis de fatiga, soldadura, elasto-plàstics no linears, tèrmics o anàlisi dinàmics avançats amb ruptura d'elements i valors de deformacions molt grans (Solucions tipus ADVNL).

Possibles millores del disseny:

-Millora del model per facilitar la construcció i l'ergonomia: El model obtingut en aquest projecte ha estat un xassís en el qual s'han tingut en compte certs aspectes de la fabricació i ergonomia, però han quedat possibles alternatives i deficiències sense estudiar com les quals s'exposen a continuació:

Millora de la zona posterior per facilitar el muntatge/desmuntatge del conjunt mecànic, alhora d'optimitzar el xassís original, es va prioritzar aspectes com la rigidesa que han provocat d'altre banda augmentar la complexitat per extreure el motor del fórmula. Al no contar amb una estructura desmuntable en les barres posteriors, és necessari separar el canvi del motor abans de poder extreure'l, aquest aspecte es podria millorar per tal de facilitar les llavors de reparació i posta a punt.



Buscar alternatives a les unions multi tubulars, el problema és que depenent de la tecnologia disponible en el taller i sobretot de l'experiència del soldador, podria ser molt útil estudiar possibles modificacions per facilitar les unions entre tubs en els punts en els quals s'ajunten cinc o sis extrems. Els defectes de fabricació poden afeblir l'estructura.

-Optimització del disseny de l'estructura: Com s'ha vist, algunes parts del xassís, tot i les millores proposades, no han acabat resultat el suficientment bones, és per això, que un dels punts a continuar treballant és la millora dels resultats que ha donat el xassís, buscant noves propostes de disseny alhora que s'intenta millorar la relació de rigidesa - pes - n° de barres.

-Proposta d'altres materials, un altre aspecte que s'ha deixat per futurs estudis és la utilització d'altres materials o acers que millorin els resultats obtinguts en aquest projecte, ja sigui amb la millora de resultats en els anàlisi com en la reducció del cost final.

## 1.9. Impacte mediambiental

Cal dir que aquest projecte no ha tingut en compte directament aspectes mediambientals alhora de dur-se a terme, ni com a criteri a tenir en compte durant el desenvolupament del xassís. Però com en tot projecte actual i tenint en compte la *directiva 97/11/CE* relativa a l'avaluació de les repercussions de determinants projectes públics i privats sobre el medi, es tindran en compte aspectes mediambientals derivats de la consecució del projecte, ja que l'impacte directe durant el desenvolupament d'aquest és el que es deriva d'una activitat d'oficina d'enginyeria, de baix impacte ambiental i on la gran majoria de residus son reciclables i de escassa nocivitat. Per tant, els aspectes avaluats en aquest projecte fan referència a la fabricació, utilització i el reciclatge del vehicle.

### 1.9.1. Procés de fabricació

Durant la construcció de l'estructura així com de diferents elements units a ella, es produeixen excedents de material que provenen del tall de tubs o del procés de mecanitzat. Aquests excedents solen ser de grandària reduïda, ja siguin trossos de tub sobrant o encenalls d'acer, que poden ser recollits i portats a alts forns, on, per mitjà es processos de fosa, poden ser reutilitzats amb altres finalitats. En quant al procés dut a terme per realitzar el mecanitzat, serà l'empresa la qui haurà de mirar per els aspectes ambientals, tenint en compte aspectes com el reciclatge i/o tractament dels líquids refrigerants utilitzats en els mecanitzats o el corbat de tubs.

Durant el procés de soldadura, ja que aquesta és del tipus M.A.G, no es produeixen residus en forma d'elèctrodes cremats sinó que simplement s'han de tractar els fums produïts per mitjà de filtres de partícules per no ser expulsades directament a l'ambient.

En el procés de pintura de l'estructura apareixen residus tòxics en forma de resines de pintura i imprimació que han de ser recollits per a posteriors tractaments especials de degradació i reutilització.

Per últim, en la resta de treballs mecànics i al realitzar l'assemblatge del cotxe, sorgeixen diferents tipus de residus més difícils de tractar, com poden ser els olis lubricants, les resines tòxiques, o plàstics com el poliestirè. Aquests materials, han de ser recollits i emmagatzemats per ser enviats a plantes especialitzades per tal de minimitzar l'impacte ambiental. Pel que fa als plàstics, són tractats com els metalls. A les plantes de reciclatge es posen en forns on s'eleva a una temperatura superior a la de fusió del material, i després es conformen per poder tornar a ser utilitzats en altres funcions.

## 1.9.2. Ús del producte

### 1.9.2.1. Reciclatge i tractament

Al llarg de la vida del producte, els residus provocats per part dels elements relacionats amb l'estructura són mínims, ara bé es produeixen uns altres que val la pena esmentar. Per al funcionament del vehicle es necessita que aquest disposi d'un nivell correcte d'oli lubrificant per al motor, combustible, líquid de frens i líquid refrigerant, valvulina per el canvi i transmissió i una bateria que alimenti el circuit elèctric que conte materials perillosos com pot ser l'àcid sulfúric. Alguns d'aquests líquids han de ser canviats regularment amb la qual cosa es fa necessari un sistema de reciclatge o tractament específic per a ells. Per tant, s'hauran de recollir i portar a plantes de reciclatge.

### 1.9.2.2. Recursos utilitzats

Durant la utilització normal, el fórmula utilitza com a font d'energia la benzina, un combustible fòssil no renovable i contaminant, com s'explica en el següent punt. Encara que la normativa no ho contempla (*FIA Art. 259 Apt. 6.1 Especificacion del combustible*) estaria bé buscar carburants alternatius, com el biocombustible, per tal de millorar la sostenibilitat i l'impacte ambiental, reduint la utilització de energia no renovable de procedència fòssil, minimitzant el zenit del petroli i les conseqüències estudiades per la teoria del pic de Hubbert.

Un altre element ha tenir en compte per la seva dificultat de reciclatge i el problema ambiental que suposa la utilització de cautxú són els pneumàtics. Per tant, quant aquests compleixin la seva vida útil, hauran de seguir la normativa (*real decret 1619/2005 de 30 de desembre*) de reciclatge adient, per la seva reutilització o una correcta descontaminació.

### 1.9.2.3. Contaminació mediambiental

Durant l'etapa de funcionament cal destacar que el motor, a causa de la combustió, emet una certa quantitat de gasos contaminants i/o d'efecte hivernacle com són el diòxid de sofre (SO<sub>2</sub>), diòxid de carboni (CO<sub>2</sub>), monòxid de carboni (CO) o òxids de nitrogen (NO<sub>x</sub>).

Un altre efecte que pot resultar nociu pel medi ambient és l'impacte acústic, donat que aquest tipus de motors operen a un règim alt de voltes i els escapaments estan modificats, eliminant qualsevol element silenciador.

Per el que fa a la generació o contaminació d'aigües residuals, teòricament el funcionament normal del monoplaça no en genera de cap tipus.

## 1.9.3. Desmantellament del vehicle

De la mateixa manera que els vehicles, al final de la seva vida útil, han de passar un procés de descontaminació, s'haurà de fer el mateix amb el fórmula. Així doncs, al final de la vida del producte, s'hauran de retirar immediatament tots els olis, bateries, líquids de refrigeració, combustibles i tot allò que pugui ser contaminant.

El procés de tractament del vehicle consta de les següents fases:

- Descontaminació: Consisteix en l'extracció de tots els residus perillosos, és a dir, combustible, líquid de transmissió i altres olis hidràulics; olis del motor i de la caixa de canvis, líquid de refrigeració, de frens, bateries, filtres d'oli i combustible, etc. Aquests poden enviar-se a tractaments de regeneració i filtratge per la seva posterior reutilització o reciclatge. La bateria pot ser enviada a plantes de tractament de cycle complet on es procedeix a la vitrificació de líquid tòxic.
- Retirada de components reutilitzables: S'avaluen i retiren tots aquells components del vehicle susceptibles de ser reutilitzats, i són clarament identificats i emmagatzemats per a la seva posterior venda.
- Emmagatzematge i compactació: El vehicle s'emmagatzema a la espera de ser transportat a les instal·lacions de fragmentació. Per a aconseguir una major optimització d'aquesta operació, el vehicle és prèviament compactat.
- Fragmentació: El vehicle és triturat per molins de martells i convertits en fragments de entre 20 i 40 cm. Dins de la instal·lació, uns aspiradors i uns ventiladors retiren els materials menys pesats (els estèrils) i, més tard, corrents magnètiques s'encarreguen de separar els metalls fèrrics dels no fèrrics.
- Reciclat de la part metàl·lica: La part metàl·lica fragmentada, normalment amb unes dimensions compreses entre els 20 i els 40 mm i és enviada a fosa.

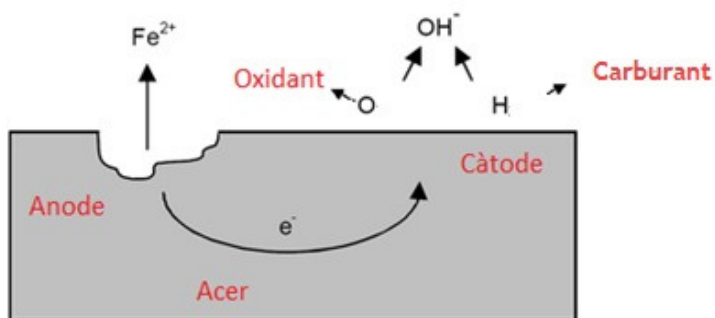
#### 1.9.4. Comparació dels models

En aquest apartat, es compararan les característiques que fan referència a aspectes mediambientals entre el Selex STIII i el prototip dissenyat, per veure l'evolució i conscienciació de l'indústria al llarg dels anys.

-Utilització d'elements nocius: El monoplaça, al estar construït als anys 70, té varis elements construïts amb materials que actualment estan prohibits. Un d'ells és l'amiant, un mineral metamòrfic fibrós, que degut a les seves característiques, fibres llargues, resistents però flexibles i resistents a les temperatures, s'utilitzava en nombrosos productes, en el nostre cas el podem trobar en elements mecànics de desgast, com l'embragatge, els frens o similars, així com a la placa protectora contra el foc que marcava la normativa (*FEA NF-1430 Art 3º.10.3 Pantalla contra incendios*). Des de fa uns anys, es va prohibir cap mena d'utilització o substitució de peces fetes amb amiant, donat que poden provocar càncer d'elevada mortalitat. En l'actualitat es podrien substituir tots els elements per altres sense amiant, i que utilitzen materials de similars característiques, però no nocius com la fibra de vidre. En el cas de tenir que retirar amiant, s'ha de realitzar per empreses especialitzades en aquesta tasca, ja que la seva manipulació és altament perillosa.

- Carburants: En els anys 70 s'utilitzava benzina amb compostos de plom (Pb) i manganès (Mn), això tenia dues raons principalment, aconseguir el octanatge requerit pels motors amb major relació de compressió i la segona, protegir els motors juntament amb la llavor lubricant que el plom exerceix en la part alta del cilindre. Actualment se sap dels efectes negatius del plom sobre l'esser humà i les normatives no permeten la seva utilització, que s'ha substituït per altres additius i catalitzadors no nocius.

-Recobriments dipòsits: Com en el cas anterior, s'utilitzava plom per recobrir la superfície dels dipòsits i evitar problemes de corrosió mitjançant el mecanisme electroquímic, aquest s'estableix quan en una mateixa superfície metàl·lica ocorre una diferència de potencial en zones properes entre si, on s'estableix una migració d'electrons des d'aquella en què es verifica el potencial d'oxidació més elevat (ànode) cap a aquella on es verifica el potencial d'oxidació més baix (càtode).



**Figura 45. Corrosió electroquímica.**

Com en el cas anterior, s'ha substituït per la seva nocivitat, utilitzant altres recobriments d'una conductivitat mínima, com l'alumini o zinc-estany, encara que el més normal actualment es trobar dipòsits fabricats en polietilè d'alta densitat (HDPE).

## 1.10. Conclusions

### 1.10.1. Conclusions tècniques

Un cop finalitzat aquest projecte final de carrera, cal fer un anàlisi sobre si s'han assolit els màxims objectius del mateix durant el temps de la seva realització. Aquests objectius consistien en l'estudi del xassís original del SELEX STIII i el disseny d'un altre optimitzat i adaptat a l'època actual.

Es pot concloure que els objectius han estat superats en la seva immensa majoria, donat que s'ha donat un resultat final en forma d'un xassís optimitzat i validat en la seva majoria, alhora que s'ha estudiat el comportament del fórmula 1430, complint amb les pautes descrites en la proposta de projecte final redactada, i seguint una metodologia establerta per la realització del disseny.

Els únics punts crítics han sigut el resultat de dos de les simulacions, que per manca de temps, no han pogut ser resolts en la pràctica, tot i que s'hi han proposat possibles millores. Aquestes són l'anàlisi sobre l'arc principal de seguretat i sobre les defenses laterals.

D'altra banda, durant l'execució del projecte, s'han tingut que simplificar alguns dels sistemes proposats inicialment, degut als problemes tècnics que significava dur-los a terme, com ha pogut ser la utilització de malles unidimensionals en el segon xassís o l'aplicació de tests estàtics en les proves dinàmiques, en comptes de les simulacions dinàmiques transitòries que es pretenien primerament.

En quant als resultats obtinguts, cap destacar les millores incorporades sobre el xassís original i alguns dels bons resultats assolits, com la rigidesa de l'estructura final, així com l'acompliment de la normativa estipulada. S'han millorat aspectes de la geometria i del repartiment de pesos del vehicle, reduint el centre de gravetat i avançant-lo lleugerament, fins arribar a un repartiment de pes d'un 37,5% / 62,5% en els eixos anterior i posterior respectivament, això significarà una millora de la dinàmica de conducció del monoplaça, amb una conducció més regular i senzilla. També cal d'estacar un augment de la rigidesa a torsió d'un 70% respecte al xassís del Selex, arribant fins els 2854,75 N·m/º, un valor alt per aquest tipus de vehicle i en una de les proves que defineixen millor les prestacions a les que pot arribar el monoplaça, gràcies al nou disseny adoptat.

També s'han definit concisament els sistemes constructius adoptats, la realització dels plànols de construcció, alguns aspectes mediambientals i la realització d'un pressupost, per assegurar la viabilitat del model.

Sobre les eines CAD/CAE utilitzades, s'ha pogut observar les seves limitacions, per això s'ha tingut que trobar solucions per tal de solucionar aquestes deficiències o problemes, per tal d'obtenir uns resultats finals òptims. També s'ha pogut veure la complexitat d'ús d'aquestes eines en dissenys laboriosos i en l'aplicació de simulacions més enllà de les purament estàtiques, així com la necessitat de processament per part del sistema informàtic, ja que alguns dels models estudiats podien portar moltes hores de càlcul i processament, tot i treballar amb equips de última generació.

El projecte final, ha donat com a resultat l'aplicació de múltiples temàtiques, anant més enllà del modelat de l'estructura en 3D i el seu càlcul amb elements finits. En el mateix, s'han aplicat conceptes apresos al llarg de la carrera en branques diverses com, les ciències dels materials, la resistència de materials, fonaments matemàtics, organització industrial, enginyeria mecànica o expressió gràfica.

### 1.10.2. Conclusions subjectives

Mentre el projectista escriu aquestes línies finals, és inexorable cert grau de satisfacció personal com a conseqüència d'un aprenentatge i maduresa assolida al llarg dels anys cursats en aquesta, la nostra universitat; no només per haver aconseguit la realització del projecte final de carrera, i per tant, estar a prop de ser enginyer, sinó pel fet que això comporta un llarg camí, que en moments pot haver estat difícil o fins hi tot imprès, però que durant la realització del projecte, i en les posteriors presses de consciència, cobra tot el sentit com un grup d'axiomes que no és tenen en compte com a tals durant els primers compassos dels estudis.

Un punt clau alhora de dur a terme el projecte, és treballar sobre una base motivacional, en aquest cas, haver escollit un tema d'atracció personal, el món del motor, i poder aplicar també alguns dels coneixements de les assignatures que més m'han suscitat. Aquest fet assegura un treball personal concís i pràctic, i una resolució dels problemes enfrontats minsament tediosa, objecte bàsic per l'assoliment dels objectius proposats.

Un dels aspectes més importants, com a part de les experiències viscudes duent a terme el projecte, és l'aplicació pràctica de molts i variats conceptes i valors adquirits en el transcurs de la carrera, la interdependència vista alhora de realitzar un projecte d'aquestes dimensions, dona una nova dimensió a valors com la dedicació i la responsabilitat, i en part et fa veure que hi ha cassos, on el treball i recerca personal, només pot complir una part dels requisits, i on demanar ajudar i treballar en equip, sobretot en projectes multidisciplinaris, són premisses bàsiques.

Per tant, el projecte final de carrera resulta molt útil com a element de cohesió dels coneixements i aptituds treballats al llarg de l'enginyeria tècnica industrial mecànica, i un mecanisme d'avaluació on aprendre valors més pràctics que, de ben segur, et podran ajudar en el futur. Finalment, crec que s'ha realitzat un bon treball, assolint els objectius i superant les mancances, però on tot és millorable en el camí de la cerca de l'excel·lència.

## 2. Càlculs



## 2.1. Fonaments teòrics de les simulacions

En els següents apartats es detallaran i explicaran les bases de càlcul teòriques que s'han tingut en compte alhora de realitzar les diferents hipòtesis de simulacions que s'han cregut necessàries per al correcte disseny del xassís. Els resultats obtinguts en aquests càlculs, seran els que després s'aplicaran com les condicions de contorn en el software de càlcul, per tal d'obtenir uns resultats fidels basats en les condicions en que es trobaria el vehicle en situacions reals. També estan descrits el càlculs per expressar els resultats obtinguts a NX 8 o estudis per posteriors comparacions amb els mateixos, com el càlcul de rigidesa a torsió.

### 2.1.1. Estudi dels modes de vibració i freqüències pròpies

Per aquests estudi es necessari saber les freqüències de les vibracions que rep l'estructura en condicions d'ús normal. En el cas d'un xassís aquestes vibracions provenen principalment de dos elements, els punts d'ancoratge de les suspensions, que representen l'absorció de les irregularitats del sòl, encara que gran part són absorbides per les mateixes i les vibracions provinents del funcionament del motor.

Per tant, primerament haurem de trobar quines són les freqüències que poden produir-se en el xassís com a conseqüència del rodament per la carretera i les provocades pel motor, per fer-ho haurem de trobar-les mitjançant l'estudi de densitat espectral de potencia (DEP).

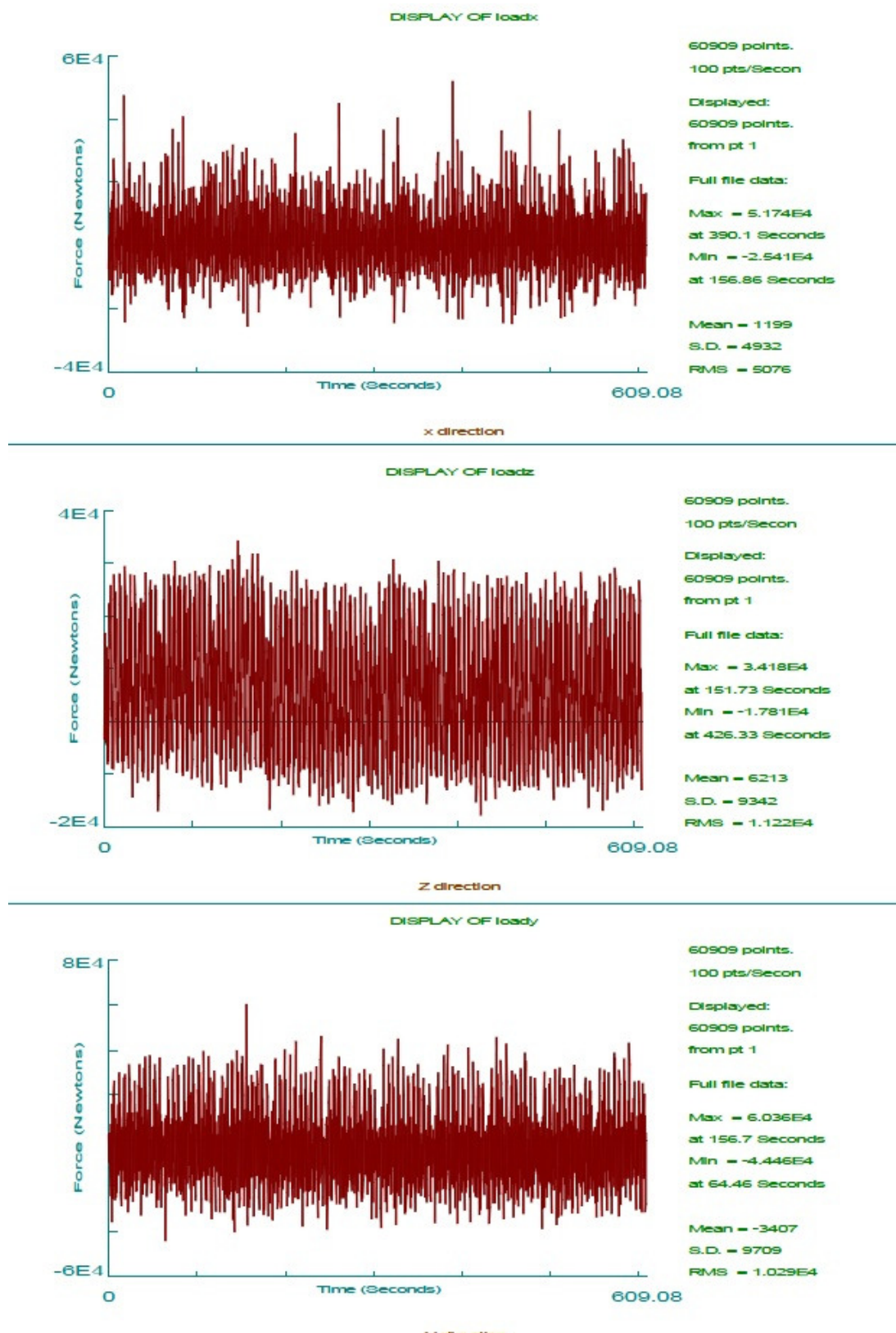
#### 2.1.1.1. Densitat espectral de potencia (DEP)

El DEP d'una senyal és una funció matemàtica que ens informa de com està distribuïda la potència d'aquest senyal sobre les diferents freqüències de les que esta formada. Si els patrons temporals estan ordenats d'alguna manera, l'estudi d'aquests seria suficient amb una observació directa, però si les senyals temporals són dèbils i aleatòries la percepció pot ser confusa. Podem dir llavors, que un gràfic PSD ens ajuda a identificar periodicitats de freqüències en front a les vibracions estocàstiques analitzades.

És per això que necessitem utilitzar un mètode d'avaluació objectiu de la senyal temporal per a determinar el grau d'estructura que presenta. Aquest mètode no és altre que l'anàlisi de Fourier. L'anàlisi de Fourier pot avaluar amb precisió l'estructura harmònica de la senyal temporal. Aquest anàlisi constitueix una de les tècniques més utilitzades en tots els camps científics. En general doncs, l'anàlisi mitjançant sèries de Fourier s'aplica a qualsevol fenomen vibratori.

La senyal temporal a estudiar són les forces que rep l'estructura en funció del temps. Aquestes forces provenen principalment de la carretera i es transmeten pels braços de suspensió i els ancoratges d'aquestes. Aquestes senyals que arriben són en les tres direccions dels eixos, però principalment les que més afectaran seran les de l'eix vertical (eix Z) ja que és en la direcció on les suspensions estan dissenyades per a treballar.

En les següents figures es mostren les senyals temporals procedents de la carretera, mesurades en un cotxe de competició durant uns tests amb l'ajuda d'una sonda de vibracions:



**Figura 46. Senyals temporals (Força/Temps)**

Com es pot veure en les imatges, és impossible apreciar a simple vista les possibles periodicitats de les forces rebudes, per tant es passa a realitzar l'anàlisi de les Senyal mitjançant les series de Fourier.

### 2.1.1.2. Definició i desenvolupament de les sèries de Fourier

La funció periòdica  $f(t)$  de període  $T$  representa la descomposició en forma de suma infinitesimal de funcions sinusoidals molt més simples:

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left( a_n \cos \frac{2n\pi}{T} t + b_n \sin \frac{2n\pi}{T} t \right)$$

on,  $a_0$ ,  $a_n$  i  $b_n$  són els coeficients de Fourier

Podem transformar la funció de període  $T$  a  $2\pi$  canviant l'escala de l'eix  $t$ ; escrivint  $x=\omega t$ , queda la funció  $f(t)$  de la següent forma:

$$g(x) = f\left(\frac{Tx}{2\pi}\right)$$

Definida en el interval  $[-\pi, +\pi]$ , la sèrie s'expressa de manera simplificada:

$$\frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(2nx) + b_n \sin(2nx)]$$

on,

$$a_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{+\pi} g(x) \cdot \cos(nx) dx \quad n = 0,1,2,3 \dots$$

$$b_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{+\pi} g(x) \cdot \sin(nx) dx \quad n = 0,1,2,3 \dots$$

Cal dir també que si la funció  $g(x)$  té simetria, alguns dels seus coeficients resulten nuls:

-Si  $g(x)$  és una funció parell,  $g(x) = g(-x)$  els termes  $b_n$  són nuls.

-Si  $g(x)$  és senar,  $g(x) = -g(-x)$ , els coeficients  $a_n$  són nuls.

-Si  $g(x)$  és alternada,  $g(x + \pi) = -g(x)$  la sèrie només consta de termes harmònics senars.

Fent doncs el desenvolupament en sèries de Fourier de les senyals temporals anteriors i agafant el primer terme de la sèrie s'obtindrà la densitat espectral de potència de les senyals temporals. Les figures següents mostren el DEP de les 3 senyals:

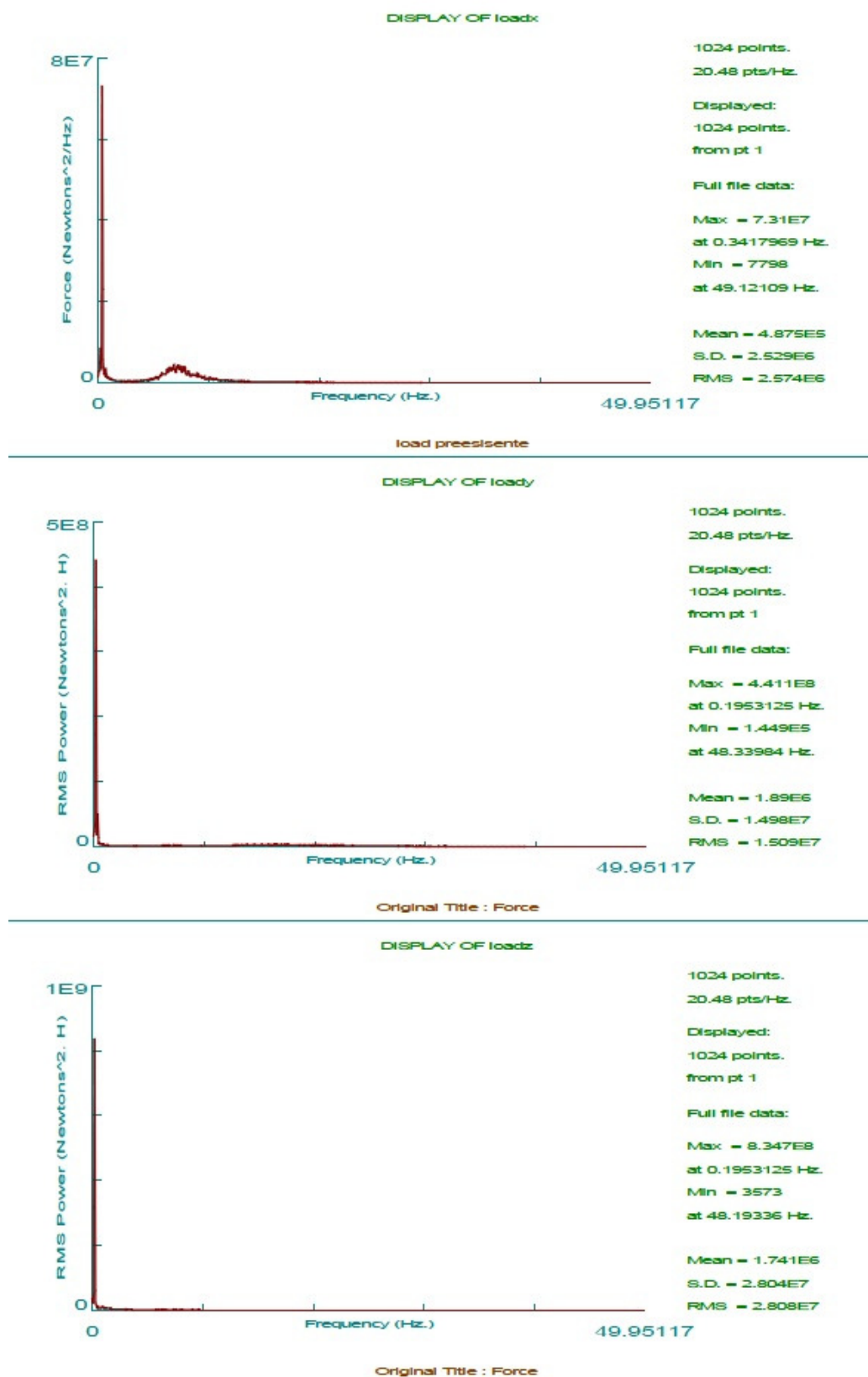


Figura 47. DEP de les senyals temporals (Força<sup>2</sup>/freqüència)

Esmentar que en els gràfics DEP, trobem en l'eix d'ordenades  $F^2/\text{freqüència}$ , és a dir  $[N^2/\text{Hz}]$ , i això es deu a les unitats del primer terme del desenvolupament en sèries de Fourier.

Així doncs, veient el DEP, en l'eix Z i Y es pot apreciar com la majoria de freqüències es troben en un rang molt petit i d'ordre molt baix (entre 3 o 4 Hz). En l'eix X s'aprecia com existeix un cert nombre de freqüències compreses entre els 6 i 12 Hz i que per tant son una mica més elevades i també caldria tenir en compte.

Pel que fa al motor, es té en compte que en ordre de marxa és difícil que es mantingui el motor a unes revolucions constants durant un llarg període de temps, amb la qual cosa serien situacions ocasionals i de curta durada pel que no suposen risc seriosos de ressonància per a l'estructura. Per tant, només s'estudiarà la freqüència provocada per el ralenti del motor, que en aquest cas és de 33,3 Hz.

A partir d'aquestes dades d'origen, es pot passar a comparar les dades obtingudes en la simulació respecte a aquests fenòmens vibratoris.

Resultats DEP			Freqüències motor
Eix X	Eix Y	Eix Z	
Entre 6 i 12 Hz	Entre 3 i 4 Hz	Entre 3 i 4 Hz	33,3 Hz

**Taula 10. Freqüències de funcionament**

### 2.1.2. Estudi estàtic de rigidesa a flexió

Com s'ha explicat en apartats anteriors, la rigidesa és la capacitat d'un objecte sòlid o element estructural per suportar esforços sense adquirir grans deformacions o desplaçaments. Per poder obtenir valors orientatius i observar les tensions que es produeixen a flexió, hem aplicat com a criteri de rigidesa a flexió la següent fórmula:

$$f < \frac{L}{300}$$

on,  $f$ : Desplaçament màxim (mm)

$L$ : Longitud entre recolzaments (mm)

Aquesta metodologia és molt utilitzada alhora de definir valors límit de desplaçament en molts elements estructurals i ens assegura una deformació mínima i per tant un correcte funcionament de l'estructura.

Si es substitueixen els valors a la fórmula, tenint en compte la que longitud del xassís és de 3083 mm obtenim:

$$f < \frac{3083}{300} = 10,27 \text{ mm}$$

Aquest seria el valor orientatiu de fletxa màxima que no hauria de sobrepassar-se en l'execució del anàlisi.

### 2.1.3. Estudi estàtic de rigidesa a torsió

Per obtenir les fórmules necessàries per el càlcul de torsió, també escrites en l'apartat 1.6.5.1, ens basem en els següents mètodes.

#### 2.1.3.1. Teoria de primer ordre o mètode de la rigidesa

El mètode està basat en el primer teorema de Castigliano, el qual ens indica que, un esforç és igual a la variació de l'energia elàstica emmagatzemada respecte la deformació corresponent. Aquest és aplicable a sistemes elàstics, amb la condició de que es pugui expressar l'energia en funció de les deformacions.

En aquest cas se suposa que l'estructura es comporta d'una forma lineal, es a dir, que l'augment de les càrregues exteriors és proporcional a les deformacions i els esforços interns. Aquest comportament s'origina en dos suposicions:

-El material té un comportament lineal

-Les deformacions son molt petites

Mentre es compleixin aquestes condicions és possible augmentar les càrregues i les solucions obtingudes seran vàlides. Això condueix a problemes lineals, que solen denominar-se de primer ordre.

$$F = K \cdot \Delta$$

on,  $K$ : Matriu de rigidesa convencional

$\Delta$ : Deformació

#### 2.1.3.2. Teoria de segon ordre

Segueix el mateix criteri anterior, però és basa en dues suposicions diferents:

-Les deformacions no són petites. Per lo tant, les equacions d'equilibri s'han de plantejar en la posició ja deformada i no en l'inicial.

-El comportament del material és elàstic lineal. En cert cassos, concretament en els que la esveltesa és inferior a un valor crític, s'ha de considerar el comportament com no elàstic.

Donant lloc a la següent demostració:

$$F = (K + K_{\sigma}) \cdot \Delta$$

on,  $K_{\sigma}$ : És la matriu de rigidesa geomètrica de tota l'estructura, obtinguda per assemblatge de les corresponents a tots els elements, i que depèn dels esforços axials en tots ells.

#### 2.1.3.3. Aplicació de la teoria al càlcul de rigidesa a torsió

Finalment, per obtenir uns resultats comparables, que reflecteixin quant rígida és l'estructura aplicarem el següent mètode:



Obtenció de la rigidesa a torsió, aplicant la següent formula:

$$K_{tors} = \frac{M}{\theta}$$

on, M: Moment torçor exercit (N·m)

$\theta$ : Angle girat (°)

Per l'obtenció del angle girat per l'estructura:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{d}{l}\right)$$

on, d: Desplaçament vertical (mm)

l: Distància d'aplicació del moment (mm)

I del moment resultant:

$$M = F \cdot l$$

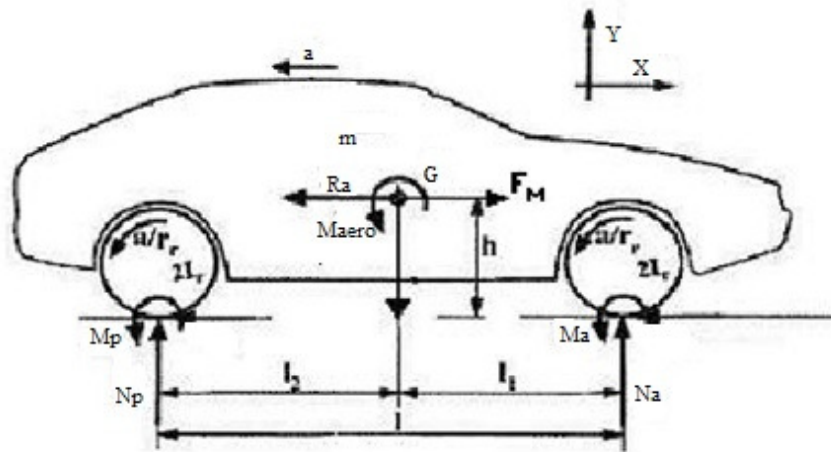
#### 2.1.4. Estudi estàtic d'acceleració/desacceleració longitudinal

Aquest estudi estàtic ens permetrà assolir dos objectius alhora, d'un costat ens permetrà trobar els valors d'acceleració, tant de frenada com de celeritat, així com els valors que haurà de suportar el xassís com a resultant de les normals, i que tindrem en conta en l'anàlisi FEM. D'altra banda també ens indicarà amb precisió el repartiment de pesos entre els dos eixos, per poder valorar el disseny a nivell qualitatiu.

##### 2.1.4.1. Aplicació de l'equació fonamental del moviment longitudinal

Per la realització d'aquesta hipòtesi es considera el vehicle com un sòlid rígid, sense tenir en compte les suspensions i amb les masses simètriques respecte el pla longitudinal del fórmula. Es considera que el moviment és produeix en un tram recte amb pendent nul·la (0°) i sense cap força lateral. Per últim, es considerarà que el motor exerceix el moment directament sobre les rodes

Com ha resultat d'aquestes premisses, per el desenvolupament d'aquest apartat s'agafa com a base el diagrama bidimensional que es mostra a la següent figura:



**Figura 48. Esquema bidimensional d'acceleració longitudinal**

Per tant, escrivint les equacions estàtiques adients:

$$\sum F_x = m \cdot a \rightarrow F_p - R_a = m \cdot a$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow N_a + N_p - m \cdot g = 0$$

$$\sum M_G = I_G \rightarrow N_a \cdot l_1 - N_p \cdot l_2 - (F_a + F_p) \cdot h + M_a + M_p + M_{aero.} = 4 \cdot \frac{I_r}{r_d} \cdot a$$

Aïllant  $N_a$  i  $N_p$  de les equacions anteriors obtenim:

$$N_a = \frac{m \cdot g \cdot l_2 + \left( m \cdot h + 4 \cdot \frac{I_r}{r_d} \right) \cdot a - R_a \cdot h - M_a - M_p - M_{aero.}}{l}$$

$$N_p = \frac{m \cdot g \cdot l_1 + \left( m \cdot h + 4 \cdot \frac{I_r}{r_d} \right) \cdot a + R_a \cdot h + M_a + M_p + M_{aero.}}{l}$$

on,  $F_a$ : Força de tracció de la roda anterior (N)

$R_a$ : Resistència aerodinàmica (N)

$N_a$ : Normal roda anterior (N)

$N_p$ : Normal roda posterior (N)

$l$ : Distància entre eixos (mm)

$l_1$ : Distància de l'eix davanter a CG (m)

$l_2$ : Distància de l'eix posterior a CG (m)

$h$ : Alçada CG respecte el terra (m)

$M_a$ : Moment de resistència a la rodadura anterior (N·m)

$M_p$ : Moment de resistència a la rodadura posterior (N·m)

$M_{aero.}$ : Moment de resistència aerodinàmica (N)

$I_r$ : Inèrcia roda (kg·m<sup>2</sup>)

$r_d$ : Radi dinàmic de la roda, que representa la distància des de el centre de la roda a la superfície de la via quan el vehicle circula a una velocitat de 60 Km/h. (m)

És consideren menyspreables la resistència aerodinàmica a l'avanç i el moment de resistència a rodadura, ja que són relativament petites respecte les forces d'acceleració o frenada i no afecten molt a aquest tipus de vehicles, ja que, per exemple, els fórmula són vehicles amb molt bona aerodinàmica, o que els hi afecta poc la resistència a la rodadura degut al seu baix pes.

A més, comentar que les inèrcies de les rodes, al tractar-se d'un vehicle molt lleuger, poden jugar un paper important. Per tant, es tindran en compte.

Donades aquestes suposicions tenim:  $R_a$ ,  $M_{aero.}$ ,  $M_a$  i  $M_p = 0$  i les noves equacions queden de la següent forma:

$$N_a = \frac{m \cdot g}{l} \cdot \left( l_2 - \frac{h}{g} \cdot a - 4 \frac{I_r}{m \cdot g \cdot r_d} \cdot a \right)$$

$$N_p = \frac{m \cdot g}{l} \cdot \left( l_1 + \frac{h}{g} \cdot a + 4 \frac{I_r}{m \cdot g \cdot r_d} \cdot a \right)$$

I per el que fa a les equacions estàtiques inicials:

$$F_p = m \cdot a$$

$$N_a + N_p = m \cdot g$$

Sabent que la màxima força de tracció posterior limitada per l'adherència ve donada per l'expressió analítica següent; prenent moments respecte l'eix davanter i determinada principalment per el coeficient de fregament  $\mu$  entre el terreny i els pneumàtics, podem afirmar que:

$$F_{p \text{ màx}} \leq \frac{m \cdot g \cdot l_1}{l - \mu \cdot h}$$

Llavors, substituint  $F_p$  de l'equació d'equilibri horitzontal, obtenim:

$$m \cdot a \leq \frac{m \cdot g \cdot l_1}{l - \mu \cdot h} \quad \rightarrow \quad a \leq \frac{g \cdot l_1}{l - \mu \cdot h}$$

Aquesta última expressió ens indica l'acceleració longitudinal màxima que podrà obtenir el fórmula sense patinar, aquest resultat depèn molt de la tracció del cotxe, per norma general i aplicant els criteris de disseny generalitzats (valor  $l$  més gran que  $h$ ), els cotxes de tracció (moment aplicat a l'eix davanter) obtindran una acceleració inferior a l'equivalent dels cotxes propulsats (tracció posterior), sent normalment un valor aproximat per sota de  $G$  i en el cas dels vehicles de tracció total, el valor serà de 9,81 m/s<sup>2</sup> teòrics.

Un altre aspecte ha tenir en compte en el cas de desacceleració longitudinal, és el coeficient que relaciona la força normal d'enllaç que suporta el pneumàtic i la força tangencial de frenat. donant el resultat següent per l'eix davanter i posterior, respectivament:

$$K_a = \frac{F_a}{N_a}$$

$$K_p = \frac{F_p}{N_p}$$

Aquestes formules es poden escriure com a resultat de les expressions  $N_a$  i  $N_p$  per tal de trobar les forces de frenada màxima, també ens indiquen que en el cas de la frenada la acceleració no pot ser superior a el valor de la gravetat i tampoc pot superar el coeficient d'adherència entre el pneumàtic i el sòl.

$$F_a = K_a \cdot \frac{m \cdot g}{l} \cdot \left( l_2 - \frac{h}{g} \cdot a - 4 \frac{I_r}{m \cdot g \cdot r_d} \cdot a \right)$$

$$F_p = K_p \cdot \frac{m \cdot g}{l} \cdot \left( l_1 + \frac{h}{g} \cdot a + 4 \frac{I_r}{m \cdot g \cdot r_d} \cdot a \right)$$

#### 2.1.4.2. Resultats obtinguts

Massa del vehicle en ordre de carrera ( $m$ )	551,2 Kg
Gravetat ( $g$ )	9,81 m/s <sup>2</sup>
Pendent ( $\theta$ )	0 °
Coeficient de fregament ( $\mu$ )	1
Distància entre eixos ( $l$ )	2,270 m
Distància entre l'eix davanter i el CG ( $l_1$ )	1,4206 m
Distància entre l'eix posterior i el CG ( $l_2$ )	0,849 m
Altura del CG respecte el terra ( $h$ )	0,2622 m
Inèrcia de les rodes ( $I_r$ )	0,8/1,0 Kg·m <sup>2</sup>
Radi dinàmic de la roda ( $r_d$ )	0,248/0,265 m
Acceleració màxima ( $a$ )	6,94 m/s <sup>2</sup>
Desacceleració màxima ( $a$ )	-9,81 m/s <sup>2</sup>

**Taula 11. Paràmetres utilitzats en els càlculs de celeritat longitudinal**

Primerament calcularem l'acceleració teòrica màxima que ve donada per l'adherència en un cotxe amb tracció posterior:

$$a \leq \frac{g \cdot l_1}{l - \mu \cdot h} \rightarrow a \leq \frac{9,81 \cdot 1,4206}{2,27 - 1 \cdot 0,2622} \quad a \leq 6,94 \text{ m/s}^2$$

Amb la utilització d'aquests paràmetres aplicats en les equacions per calcular  $N_a$  i  $N_p$ , definides en l'apartat anterior, calcularem les forces normals aplicades a cada eix, donat que treballem amb un model bidimensional i per tant les forces normals enumerades a continuació representen la suma de les forces de cadascuna de les dues rodes de l'eix.

-En situació de velocitat constant;  $a = 0 \text{ m/s}^2$ :

Eix	Forces normals	Repartiment de pesos
Davanter	2018,92 N	37,4%
Posterior	3376,58 N	62,6%

**Taula 12. Distribució de pesos a velocitat constant.**

-En situació d'acceleració màxima teòrica;  $a = 6,94 \text{ m/s}^2$ :

Eix	Forces normals	Repartiment de pesos
Davanter	1538,51 N	28,5%
Posterior	3863,17 N	71,5%

**Taula 13. Distribució de pesos amb acceleració de 0,7G.**

-En situació desacceleració a causa d'una frenada;  $a = -9,81 \text{ m/s}^2$ :

Eix	Forces normals	Repartiment de pesos
Davanter	2697,89 N	50,1%
Posterior	2688,86 N	49,9%

**Taula 14. Distribució de pesos amb desacceleració de 1G.**

### 2.1.5. Estudi estàtic d'acceleració lateral

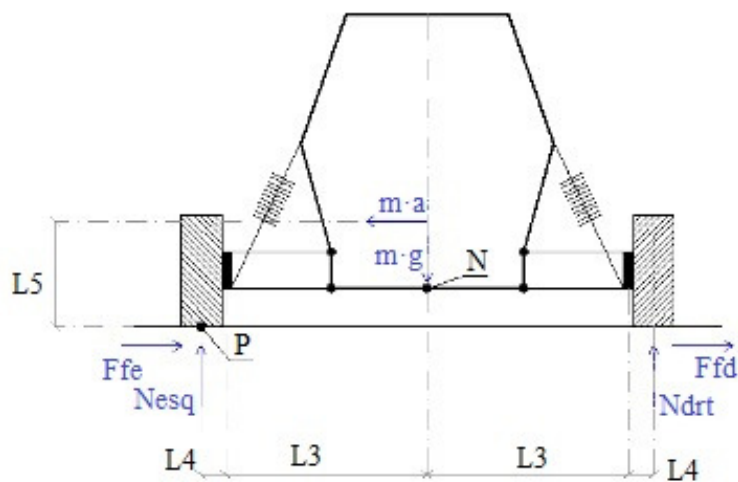
Com en el cas anterior, la realització d'aquests càlculs ens permetrà assolir varis objectius. Dissenyar les geometries de la suspensió en base a les nostres geometries, així com obtenir els esforços que patiran les manguetes, i de retruc els ancoratges de la suspensió i que tindrem en conta en l'anàlisi FEM.

#### 2.1.5.1. Càlcul de forces sobre les suspensions

Aquesta hipòtesi també és basa en les consideracions del apartat anterior, tractant el fórmula com un sòlid rígida simètricament carregat. Malgrat treballar amb les parts mòbils de les suspensions, aquestes es seguiran considerant sòlides, ja que simplifica en gran mesura els resultats i ens assegura que el vehicle és suficientment tenaç, ja que en la realitat, una bona part dels esforços calculats, els absorbeix el conjunt de molla més amortidor. En aquest cas, és suposa una corba cap a la dreta de radi mínim a velocitat constant, per no tenir acceleració tangencial.

Primerament, es realitza un anàlisi estàtic transversal, per a conèixer les forces normals que tenim a les dues rodes, partint de la hipòtesi que l'acceleració màxima ve limitada per el coeficient de fricció, com s'ha vist en l'apartat anterior.

Tenint en compte les consideracions esmentades, el digrama bidimensional de forces resultant és el següent:



**Figura 49. Diagrama bidimensional en vista transversal**

D'on obtenim les següents equacions vectorials:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{fe} + F_{fd} = m \cdot a$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow N_{esq.} + N_{drt.} - m \cdot g = 0$$

$$\sum M_P = 0 \rightarrow N_{drt.} \cdot 2 \cdot (l_3 + l_4) + m \cdot a \cdot l_5 = m \cdot g \cdot (l_3 + l_4)$$

on,  $F_{fe}$ : Força fregament esquerra (N)

$F_{fd}$ : Força fregament dreta (N)

$N_{esq.}$ : Força normal esquerra (N)

$N_{drt.}$ : Força normal dreta (N)

$l_3$ : Distància de l'eix longitudinal al centre d'un pneumàtic (m)

$l_4$ : Distància de l'extrem d'un pneumàtic al centre del mateix (m)

$l_5$ : Alçada pneumàtic. (m)



Interactuant amb totes aquestes equacions obtenim les següents expressions de les forces normals:

$$N_{drt.} = \frac{m}{2 \cdot (l_3 + l_4)} \cdot [g \cdot (l_3 + l_4) - a \cdot l_5]$$

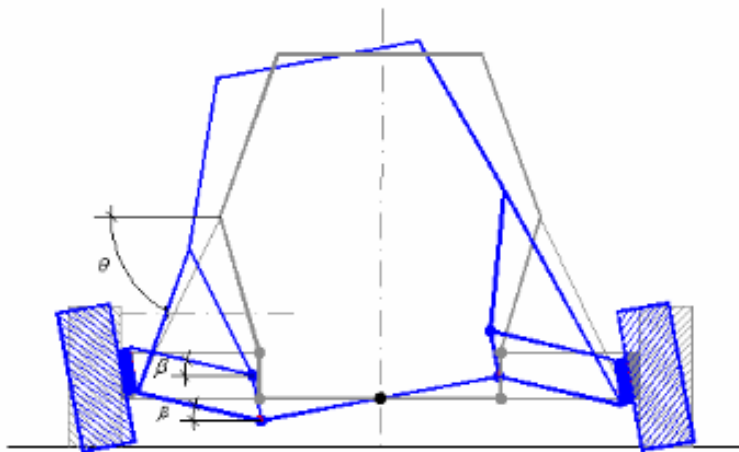
$$N_{esq.} = \frac{m}{2 \cdot (l_3 + l_4)} \cdot [g \cdot (l_3 + l_4) + a \cdot l_5]$$

I sempre sabent el comentat anteriorment sobre el coeficient de fricció:

$$F_{fd} \leq \mu \cdot N_{esq.}$$

$$F_{fe} \leq \mu \cdot N_{drt.}$$

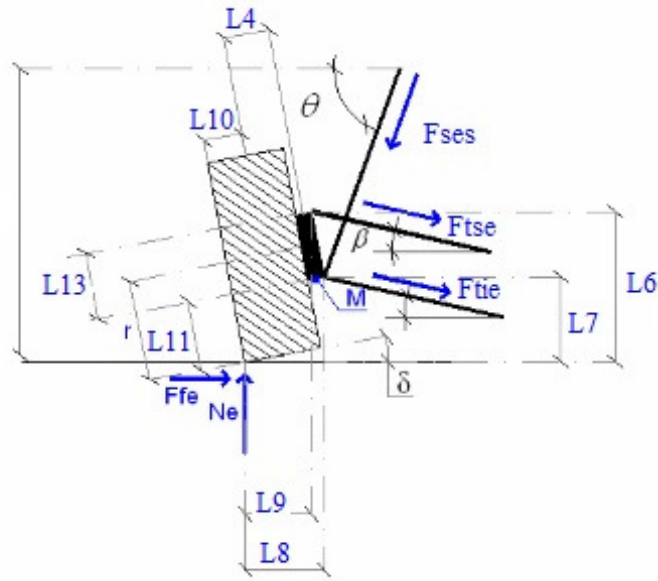
En la següent figura (fig. 50) es pot observar el moviment que sofreix el sistema al seu pas per corba, aquest moviment és a causa de les forces d'inèrcia produïdes per l'acceleració lateral. Aquest comportament dinàmic varia en funció de la velocitat a la que s'agafa la corba, augmentat la inclinació del conjunt. Aquesta inclinació s'expressa amb els dos angles marcats a la figura i que ens donarà diferents resultats en els càlculs.



**Figura 50. Desplaçament provocat per les inèrcies al pas per corba**

Un cop tenim els resultats bàsics, que són les forces que reben les rodes durant l'acceleració lateral, hem de determinar les forces que actuen sobre el xassís i que es traslladen a través dels suports de les manguetes. En el nostre cas ho hem descompost en tres reaccions, el triangle superior esquerre ( $F_{tse}$ ), el trapezi inferior esquerre ( $F_{tie}$ ), i la força rebuda per el conjunt de amortidor més molla ( $F_{ses}$ ). Per obtenir aquests resultats, s'estudia el sistema sòlid rígid mangueta-roda, ja que d'aquest en coneixem les forces normals i de fricció.

Mitjançant la figura nº51 i amb les relacions geomètriques expressades a continuació, s'obtidran les equacions que porten a conèixer les tres forces anteriorment esmentades, sempre en funció dels angles assolits.



**Figura 51. Diagrama roda-mangueta**

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{ses} \cdot \sin \theta - F_{tse} \cdot \cos \beta - F_{tie} \cdot \cos \beta = F_{fe}.$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{se} \cdot \sin \theta + F_{tse} \cdot \sin \beta + F_{tie} \cdot \sin \beta = N_{esq}.$$

$$\sum M_M = 0 \rightarrow F_{tse} \cdot [\cos \beta \cdot (l_6 - l_7) - \sin \beta \cdot (l_8 - l_9)] - N_{esq} \cdot (\mu \cdot l_7 - l_8) = 0$$

I definint les següents variables geomètriques:

-R: És la distancia existent entre el punt M fins el punt de contacte del pneumàtic amb el sòl:

$$R = \sqrt{(l_4 + l_{10})^2 + l_{11}^2}$$

on,  $l_{12}$ : És l'altura respecte el terra del triangle inferior quant el vehicle no esta inclinat

$-\alpha$ : És l'angle que forma l'aresta inferior del pneumàtic amb la recta que representa la distancia anterior (R):

$$\alpha = \arctg\left(\frac{l_{11}}{l_4 + l_{10}}\right)$$

$-l_7$ : És la distancia vertical existent entre el sòl i el punt M quant la roda s'ha inclinat un angle  $\delta$ :

$$l_7 = R \cdot \sin(\delta + \alpha)$$

- $l_8$ : La distancia horitzontal pertinent al punt anterior:

$$l_8 = R \cdot \cos(\delta + \alpha)$$

- $R'$ : És l'homònim a  $R$ , però al punt superior de la mangueta (unió entre el triangle superior i aquesta):

$$R' = \sqrt{(l_4 + l_{10})^2 + (l_{11} + l_{12})^2}$$

- $\gamma$ : Igual que  $\alpha$  pero amb la recta formada a  $R'$ . Angle que forma l'aresta inferior del pneumàtic amb la recta que uneix el punt de contacte de la roda amb el sòl i la unió superior de la mangueta:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{l_{11} + l_{12}}{l_4 + l_{10}}\right)$$

- $l_6$ : És la distancia vertical existent entre el sòl i el punt d'unió entre el triangle superior quant la roda s'ha inclinat un angle  $\delta$ :

$$l_6 = R' \cdot \sin(\delta + \gamma)$$

- $l_9$ : La distancia horitzontal pertinent al punt anterior:

$$l_9 = R' \cdot \cos(\delta + \gamma)$$

Finalment, a partir de les expressions inicials de les dues situacions estàtiques i les variables geomètriques definides, s'obté el següent sistema de matrius:

$$\begin{pmatrix} \cos \theta & -\cos \theta & -\cos \beta \\ \sin \theta & \sin \beta & \sin \beta \\ 0 & [\cos \beta \cdot (l_6 - l_7) - \sin \beta \cdot (l_8 - l_9)] & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_{ses} \\ F_{tse} \\ F_{tie} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mu \cdot N_{esq.} \\ N_{esq.} \\ N_{esq.} \cdot (\mu \cdot l_7 - l_8) \end{pmatrix}$$

Operant, arribem als resultats següents per  $F_{ses}$ ,  $F_{tse}$  i  $F_{tie}$ :

$$F_{tse} = \frac{N_{esq.} \cdot (\mu \cdot l_7 - l_8)}{\cos \beta \cdot (l_6 - l_7) - \sin \beta \cdot (l_8 - l_9)}$$

$$F_{tie} = \frac{N_{esq.} \cdot (1 - \mu \cdot \tan \theta)}{\sin \beta + \cos \beta \cdot \tan \theta}$$

$$F_{ses} = \frac{N_{esq.} - \sin \beta \cdot (F_{tse} - F_{tie})}{\sin \theta}$$

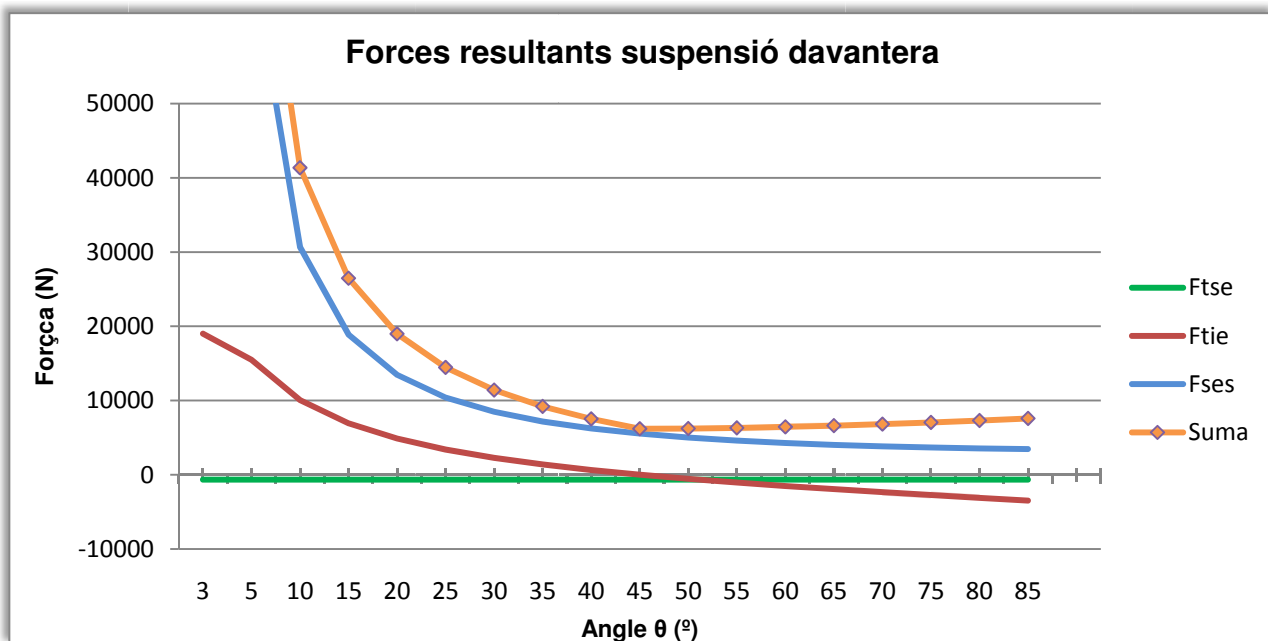
#### 2.1.5.2. Resultats obtinguts

Un cop obtingudes totes aquestes expressions, es resoldran amb l'ajuda d'un processador de dades, per calcular ràpidament les forces en funció de l'angle inclinat, entre  $0^\circ$  i  $90^\circ$ . Seguidament es buscarà la menor sol·licitació possible de la suma de les tres forces ( $F_{ses}$ ,  $F_{tse}$  i  $F_{tie}$ ). D'aquesta manera es podrà conèixer quin és l'angle òptim per instal·lar la suspensió.

Descripció paràmetre	Suspensions anteriors	Suspensions posteriors
Distància transversal entre el centre del vehicle i l'ancoratge amortidor-mangueta ( $l_3$ )	475 mm	505 mm
Distància transversal entre l'eix vertical de la roda i l'ancoratge amortidor-mangueta ( $l_4$ )	148,25 mm	152,2 mm
Alçada del CG del vehicle mesurada des del sòl ( $l_5$ )	262,2 mm	
Alçada del triangle superior respecte del terra quan el xassís està inclinat un angle $\delta$ ( $l_6$ )	413,76 mm	460,92 mm
Alçada del triangle inferior respecte del terra quan el xassís està inclinat un angle $\delta$ ( $l_7$ )	170,61 mm	159,5 mm
Distància des del punt de contacte del pneumàtic amb el sòl fins al punt de subjecció del triangle inferior amb la mangueta quan el xassís balanceja un angle $\delta$ ( $l_8$ )	214,19 mm	230,38 mm
Distància des del punt de contacte del pneumàtic amb el sòl fins al punt de subjecció del triangle superior amb la mangueta quan el xassís balanceja un angle $\delta$ ( $l_9$ )	333,54 mm	381,98 mm
Amplada de la roda dividida per dos ( $l_{10}$ )	90 mm	100 mm
Alçada del triangle inferior respecte del sòl ( $l_{11}$ )	135 mm	125,5 mm
Distància entre els ancoratges del triangle inferior i superior ( $l_{12}$ )	218,65 mm	268,5 mm
Variació de l'angle que forma l'amortidor amb l'horitzontal quan el vehicle està sotmès a una força centrípeta ( $\lambda$ )	3°	2°
Angle que forma l'amortidor amb l'horitzontal quan està en compressió Màxima ( $\theta$ )	39°	48°
Angle màxim que formen els triangles respecte la horitzontal ( $\beta$ )	8°	6°
Angle de rotació del xassís per la força centrípeta ( $\delta$ )	9°	9°
Distància de l'eix vertical del xassís al punt de fixació de l'amortidor al xassís en compressió ( $x$ )	270 mm	324 mm
Alçada des de l'ancoratge de l'amortidor al xassís fins al sòl ( $y$ )	253 mm	311 mm
Longitud de la recta que uneix el punt de contacte del pneumàtic amb el sòl i el punt de fixació del triangle inferior amb la mangueta ( $R$ )	270,38 mm	280,21 mm
Longitud de la recta que uneix el punt de contacte del pneumàtic amb el sòl i el punt de fixació del triangle inferior amb la mangueta ( $R'$ )	426,42 mm	464,6 mm
Angle entre l'eix transversal del vehicle i la recta de longitud $R$ ( $\alpha$ )	29,53 °	25,69°
Angle entre l'eix transversal del vehicle i la recta de longitud $R'$ ( $\gamma$ )	46,47 °	57,08°
Acceleració lateral màxima ( $a$ )	9,81 m/s <sup>2</sup>	

**Taula 15. Paràmetres de la suspensió.**

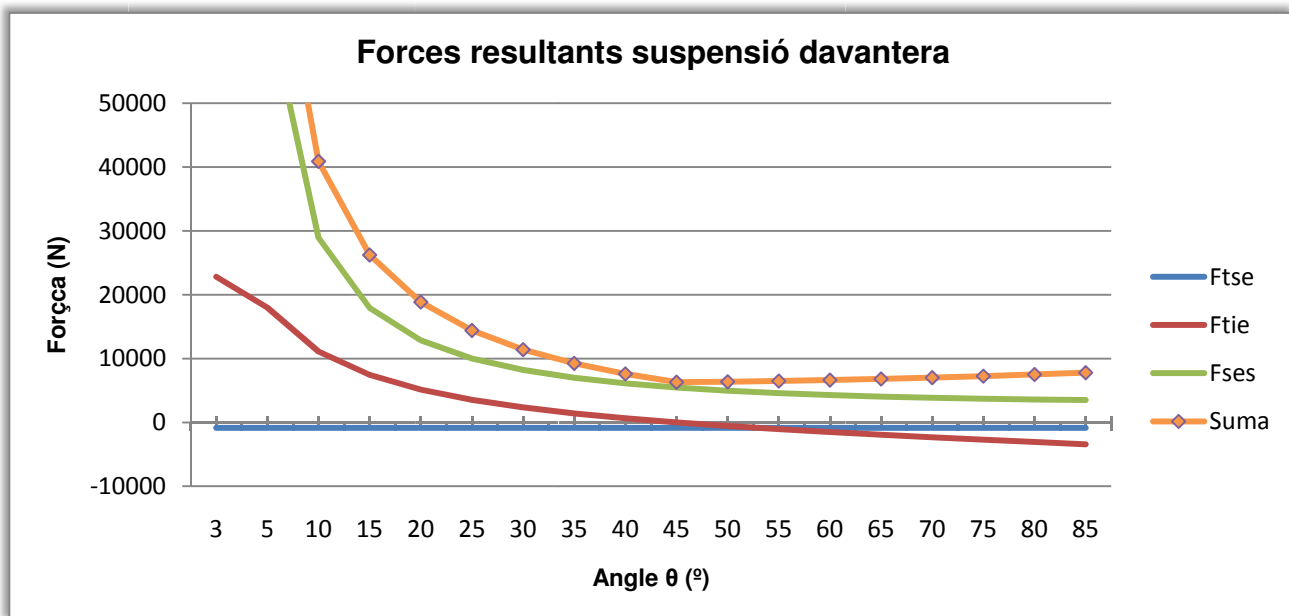
Es mostra a continuació els gràfic corresponents de les forces resultants i del sumatori d'aquestes, per les suspensions davanteres i posteriors;  $|F_{ses}| + |F_{tse}| + |F_{tie}|$  Quan aquest sumatori sigui mínim determinarà la selecció del angle òptim.



-Forces de la suspensió davantera:

$\theta_{opt}(^{\circ})$	$F_{ses}$	$F_{tse}$	$F_{tie}$	$\sum_{min} Forces$
46°	5431,01 N	-649,05 N	-116,92 N	6196,98 N

Taula 16. Forces en suspensió anteriors



-Forces de la suspensió posterior:

$\theta_{opt}(^\circ)$	$F_{ses}$	$F_{tse}$	$F_{tie}$	$\sum_{min} Forces$
45°	5461,91 N	-847,48 N	0,0038 N	6309,39 N

**Taula 17. Forces en suspensió posterior**

Tal i com podem deduir del gràfic, la força més significativa és la de l'amortidor ( $F_{ses}$ ). I aquesta força junt amb la del triangle inferior ( $F_{tie}$ ) tendeixen a l'infinit en disminuir l'angle  $\theta$ , això és degut a l'impossibilitat per part d'aquests de contrarestar la reacció  $N_{esq.}$  del terra sobre el sistema en qüestió.

De la mateixa manera, la força del triangle superior ( $F_{tse}$ ) no varia en relació amb  $\theta$ , ja que estem considerant  $N_{esq.}$  i, per tant  $F_{fe}$  constants i conseqüentment independents del valor de l'angle  $\theta$ .

En el nostre cas, podem observar com els valors per les dues suspensions són molt similars, degut a la semblança entre les geometries posteriors i anteriors, així com la poca diferència entre vies i el baix centre de gravetat.

També observem que, degut a les geometries de les suspensions, que en un formula són principalment plantejades per suportar esforços laterals i extremadament rígides, el triangle superior treballa a tracció (Pull Rod) a diferència de l'amortidor i on la força que ha de suportar el triangle inferior, on també es colla l'amortidor, es molt més petita.

### 2.1.6. Aplicació estàtica d'hipòtesis dinàmiques de xoc

Degut a les dificultats tècniques enfrontades alhora de plantejar els anàlisis dinàmics transitoris amb Unigraphics (SEDTRAN 109 i/o SEMTRAN 112), es simplifica la metodologia de les simulacions per realitzar les proves amb tests estàtics normals (SESTATIC 101). Aquesta simplificació ens permetrà obtenir uns resultats aproximats de les deformacions i tensions que rebrà el xassís com a resultat de les forces calculades a continuació, però aquesta metodologia no ens assegura obtenir amb exactitud el comportament de l'estructura en front a impactes, ni tampoc saber la desacceleració que pateix el carretó durant l'impacte i que és una de les limitacions que marca la normativa per aquestes proves.

En la hipòtesis emprada es considera un xoc inelàstic en el qual el carretó no sofreix cap desplaçament posterior. Per tant, aplicant el teorema de conservació de l'energia, l'energia perduda en la col·lisió (Q) la podem trobar com la diferència de les energies cinètiques després i abans del impacte.

$$Q = E_{Ci} - E_{Cf} = \frac{1}{2} \cdot [m_f \cdot v_f^2 + m_c \cdot v_c^2 - (m_f + m_c) \cdot v_t^2]$$

on,  $m_f$ : Massa del vehicle en condicions de carrera. (kg)

$v_f$ : Velocitat inicial del fórmula. (m/s<sup>2</sup>)

$m_c$ : Massa del carretó (kg)

$v_c$ : Velocitat inicial del carretó (m/s<sup>2</sup>)

$v_t$ : Velocitat final dels dos elements (m/s<sup>2</sup>)



Llavora'ns,

$$Q = \frac{1}{2} \cdot [551,2 \cdot 0^2 + 560 \cdot 12^2 - (551,2 + 560) \cdot 0^2] = 40320 \text{ J}$$

Finalment, el treball perdut en el xoc és el producte de la força mitjana que rep durant el xoc per la deformació soferta:

$$Q = E_{Ci} - E_{Cf} = F \cdot \delta \rightarrow F = \frac{Q}{\delta}$$

on,  $F$ : Força mitjana aplicada durant el impacte (N)

$\delta$ : Deformació considerada (m)

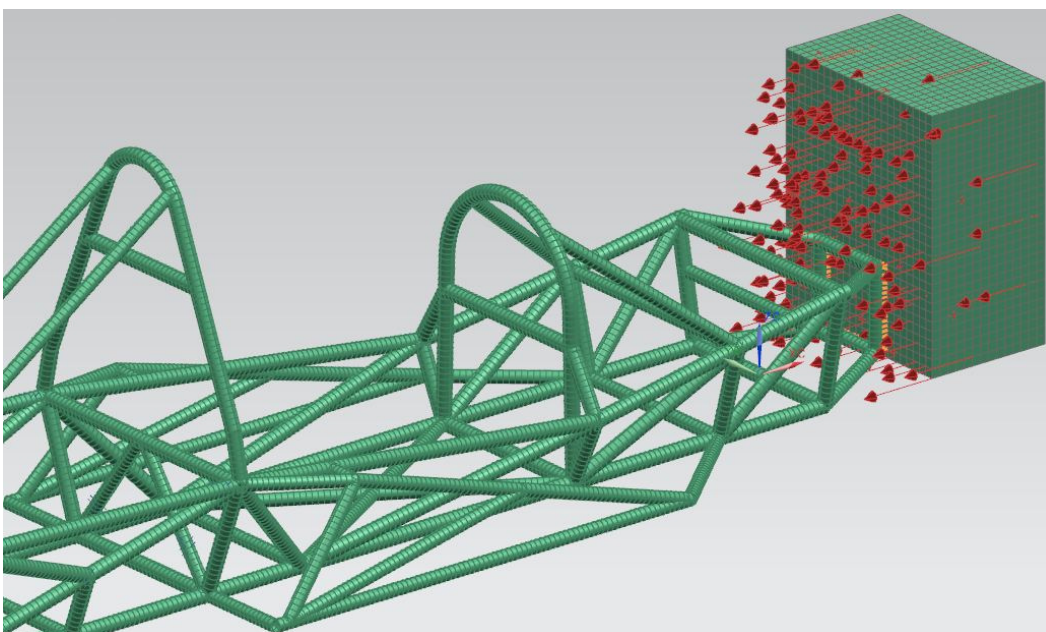
Per les deformacions prendrem una part del valor aproximat de la longitud de les defenses, ja que són les encarregades d'absorbir l'energia.

Per tants, els resultats obtinguts per els 3 cassos són:

Hipòtesis	Velocitat carretó	Deformació considerada	Valor de la força mitja
Frontal	12 m/s <sup>2</sup>	0,4 m	100.800 N
Lateral	8 m/s <sup>2</sup>	0,19 m	94.315,79 N
Posterior	10 m/s <sup>2</sup>	0,36 m	77.777,77 N

**Taula 18. Resultat de les forces sofertes durant les hipòtesis d'impacte.**

Un cop obtinguts aquests resultats, la simulació es realitzarà mitjançant un contacte entre nodes de les cares corresponents del xassís i un cub de les dimensions i masses que marca la normativa, el qual serà l'encarregat de transmetre la força sobre el xassís, per obtenir uns resultats el més assimilables a la realitat. A continuació és pot observar una imatge de la metodologia utilitzada.



**Figura 52. Condicions de contorn en hipòtesis d'impacte.**

## 2.2. Anàlisi estàtic per elements finits

En les properes pàgines del projecte es mostren les simulacions realitzades sobre el xassís amb el mètode dels elements finits. Com es detalla al present projecte, l'idea d'un anàlisi d'elements finits és l'aproximació d'un model virtual al seu model real, dividint-lo en un nombre elevat d'elements parametritzats, que formen una malla i que ens permet obtenir solucions numèriques molt aproximades a les nostres sol·licitacions.

Amb l'estudi d'un model mitjançant FEA, es pretén preveure el seu comportament, trobar-hi possibles interaccions no previstes, verificar i optimitzar el disseny, de forma relativament senzilla i barata, amb l'objectiu d'obtenir un resultat precís abans de la seva fabricació.

En el nostre cas hem realitzat una sèrie d'hipòtesis sobre simulacions que ens assegurin la integritat i correcte funcionament del xassís, així com una representació de les diferents sol·licitacions que marca la normativa. També es farà una breu comparativa amb l'estudi del xassís del Selex STIII, per veure com es comporta en les mateixes situacions i que ens ha servit com a pauta per realitzar el disseny del xassís.

En aquest primer apartat s'hi veuen reflectits els assajos de caire estàtic, tant els assolits com a part de la normativa com els establerts en base a hipòtesis recreades.

### 2.2.1. Modes de vibració i freqüències pròpies

Mitjançant aquestes anàlisis es pretén comprovar el comportament dinàmic que tindrà el xassís del vehicle davant les vibracions que rep de les fonts inherents al vehicle: Principalment, els ancoratges de les suspensions i del motor.

D'aquesta manera, es vol conèixer aquells modes de les freqüències d'oscil·lació nocives pels quals l'estructura tubular entraria en ressonància i es col·lapsaria. Aquestes modes són propietats intrínseques d'una estructura i venen determinades per les propietats geomètriques, els materials i les condicions exteriors que rep l'estructura.

L'anàlisi es farà amb la solució que ens presenta el software NX per aquest cas concret (SESMODES 103), amb això s'obtingran els valors d'aquestes freqüències a evitar i que es compararan amb les obtingudes a la part teòrica.

Les condicions de contorn en aquest anàlisi són inexistents, només caldrà marcar la solució i el nombre de modes ha estudiar, ja que el tipus de càlcul del programa s'encarrega d'excitar l'estructura de la forma adient.

#### 2.2.1.1. Resultats xassís Selex STIII

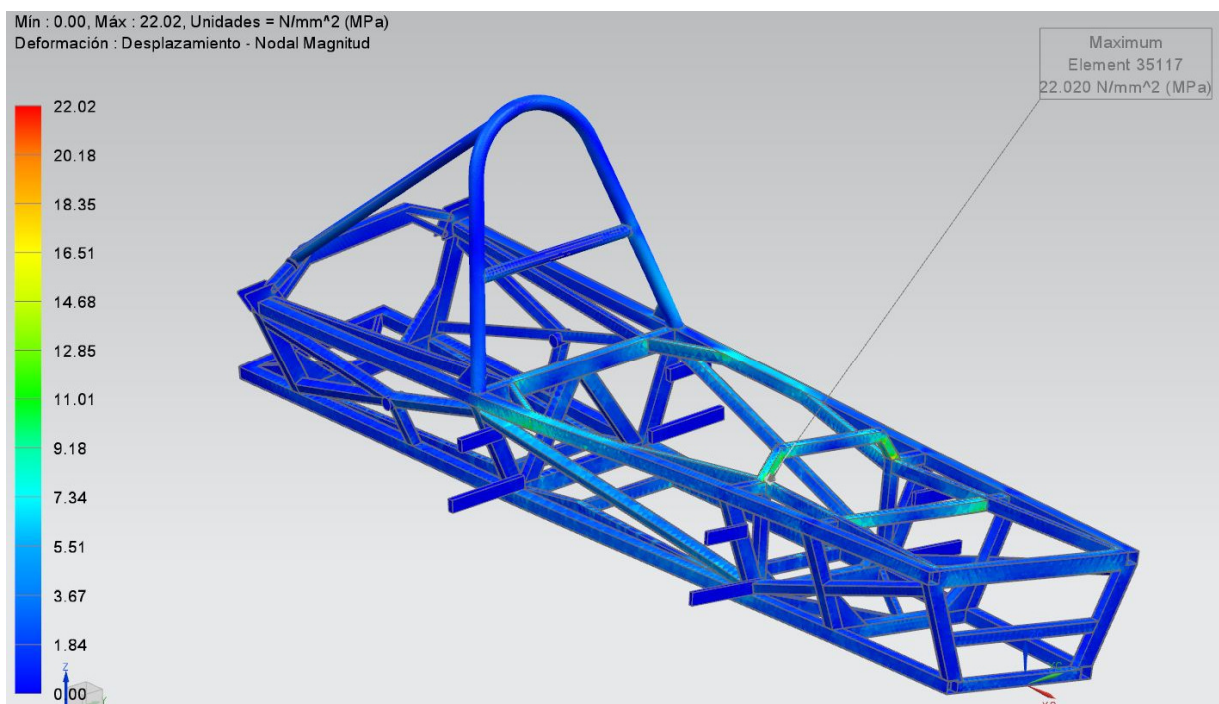
Els resultats obtinguts en aquest cas són els següents:

Mode	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Freqüència (Hz)	$7,31 \cdot 10^{-4}$	$1,43 \cdot 10^{-4}$	$2,77 \cdot 10^{-4}$	$4,54 \cdot 10^{-4}$	$6,84 \cdot 10^{-4}$	$9,12 \cdot 10^{-4}$	65,54	92,1	138	145,3
Mode	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Freqüència (Hz)	175,3	180,2	202,3	204,7	214,3	216,4	233	245,6	260,6	266,8

Taula 19. Modes de vibració (STIII)

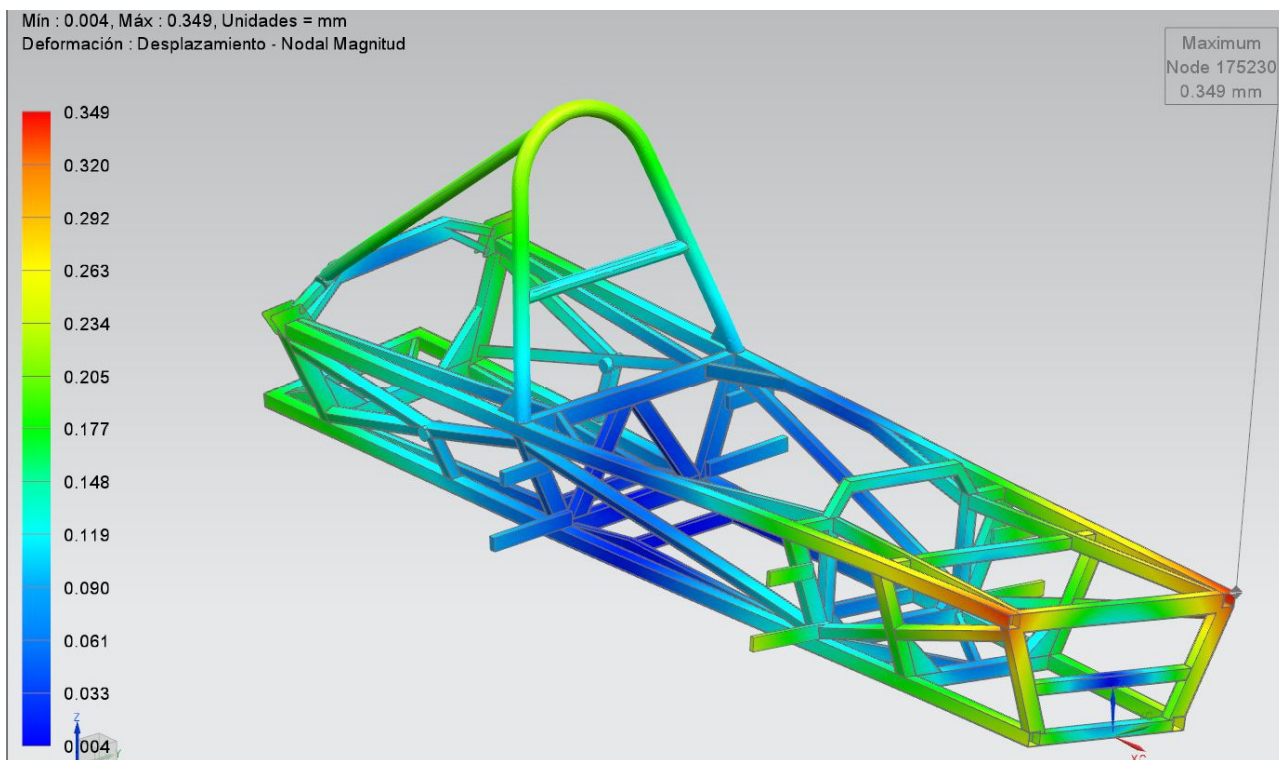
Com es pot observar els resultats són molt dispars i existeix un gran salt entre unes freqüències molt baixes, d'ordre  $10^{-4}$  i que no s'han de tenir en compte, i freqüències ja relativament altes. En el cas dels sis primers modes, tant les freqüències com els esforços i deformacions provocats son totalment menyspreables, ja que en el pitjor dels cassos no arriben ni al 1% del factor d'aprofitament de l'estructura.

Per tant, i tenint en compte els resultats obtinguts en l'estudi de densitat espectral de potencia realitzat amb anterioritat, l'únic valor a tenir en compte és el mode set amb una freqüència de 65,54 Hz, però encara molt lluny dels valors crítics de 33 Hz per el ralenti del motor i encara més de les vibracions provocades per les suspensions (3-12 Hz), és a dir, que podem considerar que l'estructura és lluny d'entrar en ressonància, obtenint un coeficient de seguretat proper a 2.



**Figura 53. Estat de les tensions Von Mises en el mode de vibració 7 (STIII)**

Analitzant les representacions gràfiques, veiem que els valors obtinguts en el setè mode de vibració tampoc son molt elevats i no provocarien un col·lapse en l'estructura, obtenint uns valors de 22,02Mpa de tensió màxima de Von Mises i una deformació de 0,349mm. L'estructura, en aquest mode, té tendència a retorçar-se sobre l'eix longitudinal del mateix, obtenint les tensions més grans en la zona del habitacle.



**Figura 54. Diagrama de desplaçaments en el mode de vibració 7 (STIII)**

### 2.2.1.2. Resultats xassís prototip

Mode	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Freqüència (Hz)	$1,85 \cdot e^{-4}$	$1,60 \cdot e^{-4}$	$7,77 \cdot e^{-5}$	$1,50 \cdot e^{-4}$	$1,73 \cdot e^{-4}$	$2,69 \cdot e^{-4}$	49,1	82,55	87,85	104,2
Mode	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Freqüència (Hz)	105,6	121,6	126,8	133,0	145,7	150,9	153,1	156,1	157,9	167,0

**Taula 20. Modes de vibració xassís (PFX)**

En aquest cas els resultats per els sis primers modes de vibració són molt similars als obtinguts en el xassís originals, amb freqüències d'ordre molt baix i repercussions molt baixes per l'estructura en forma de tensions i desplaçaments. Això es deu a que els sis primers modes de vibració que calcula el programa corresponent als 6 graus de llibertat del sòlid rígida, d'aquí que el seu valor es pugui considerar nul.

Per el que fa a les freqüències estudiades, veiem que en aquest cas els valors obtinguts són més baixos i augmenten en un factor més baix, obtenint valors més propers entre si. Però en canvi, les tensions i desplaçaments provocades resulten menys perjudicials que en el xassís original. En aquest cas cap freqüència estudiada faria col·lapsar l'estructura, ja que el valors màxims s'obtenen en el mode 13 (126,8Hz) i són inferiors als 60Mpa, com s'observa en la figura nº57.

Es pot observar com, al igual que en el cas precedent, el primer valor considerable ja és el suficientment elevat com perquè la freqüència provocada per les suspensions no afecti a l'estructura en absolut, ja que els valors obtinguts en l'estudi DEP són inferiors als 12Hz. Tampoc exerceix influència el ralenti del motor, donat que els 33,3Hz es situen per sota del primer mode.



A continuació es mostren els valors obtinguts per els modes 7 i 13, el valor més influent i el pitjor sol·licitat respectivament.

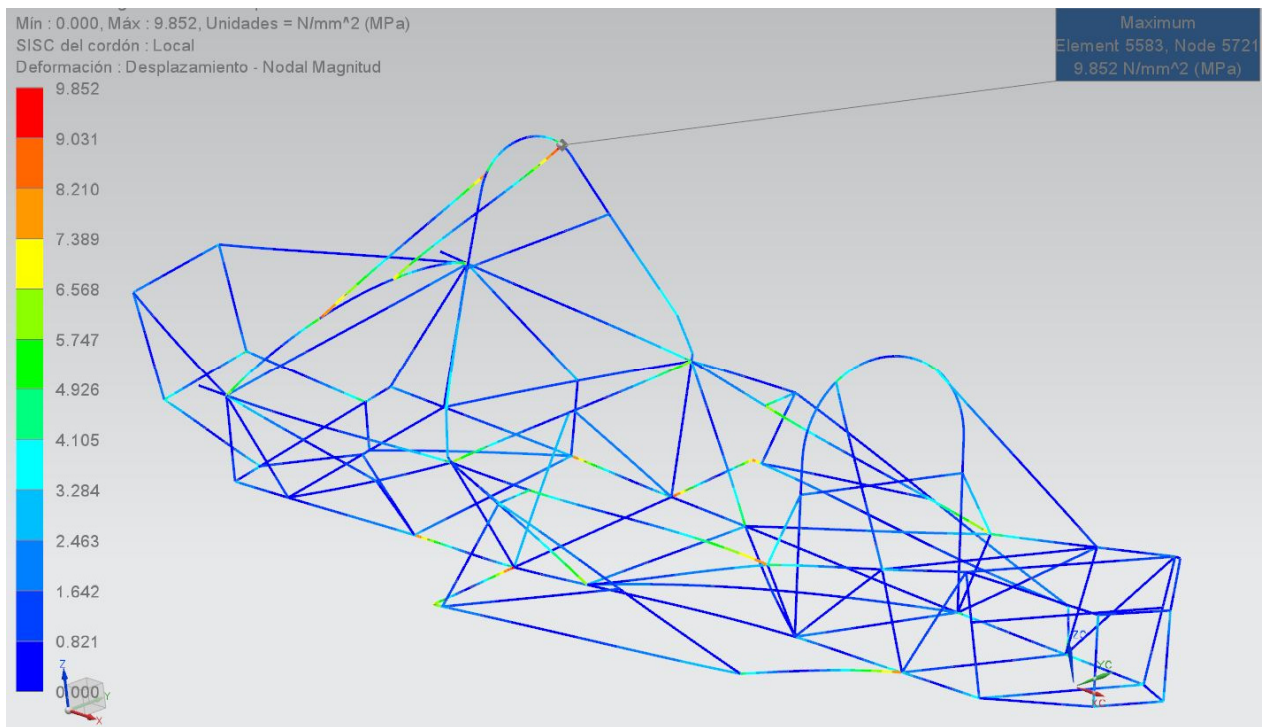


Figura 55. Estat de les tensions Von Mises en el mode de vibració 7 (PFX)

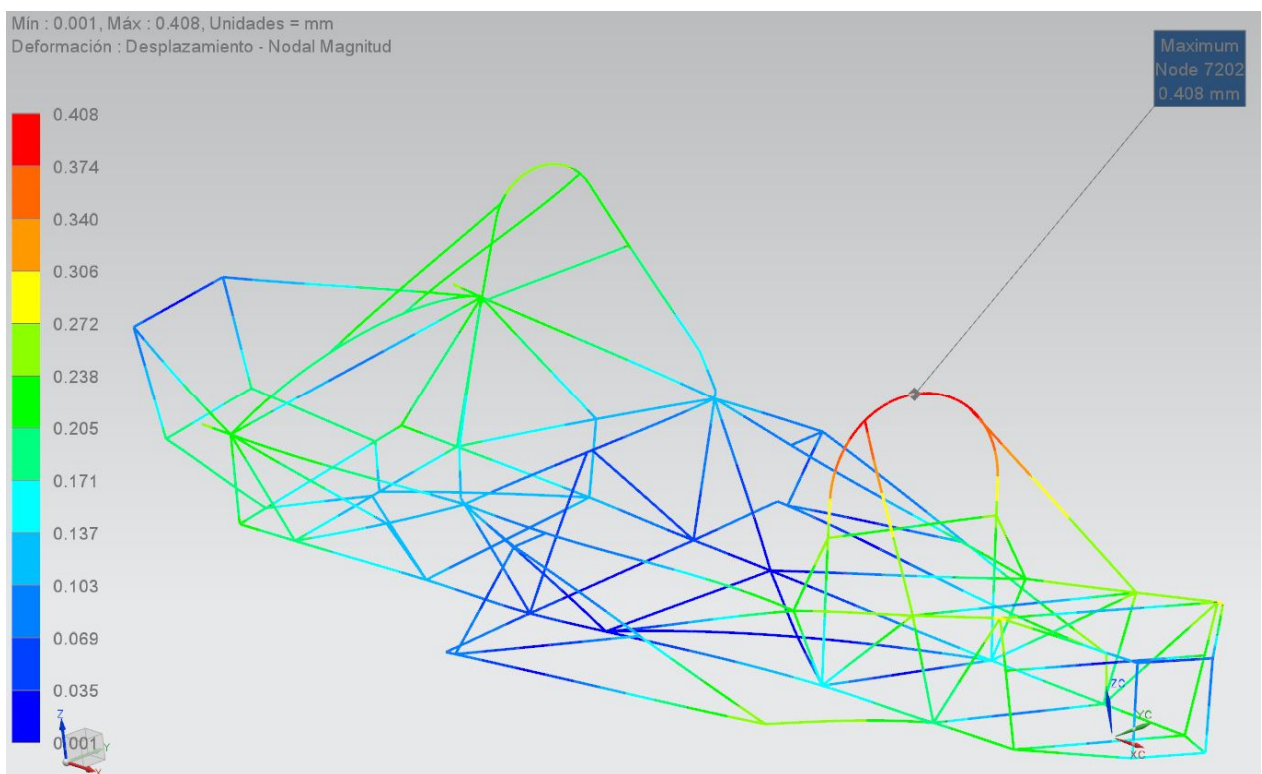
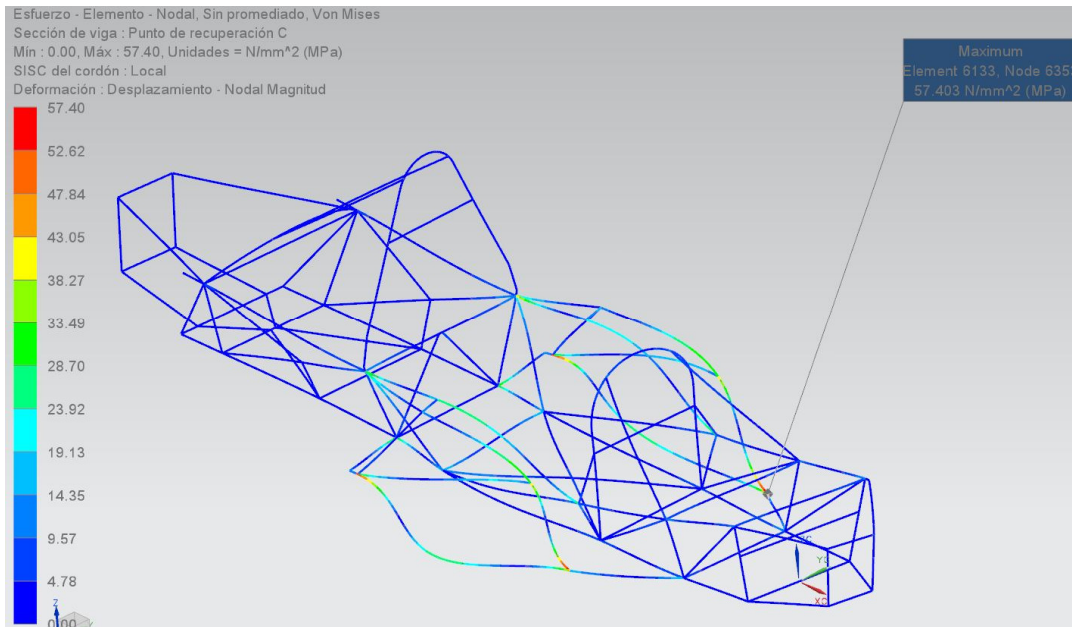
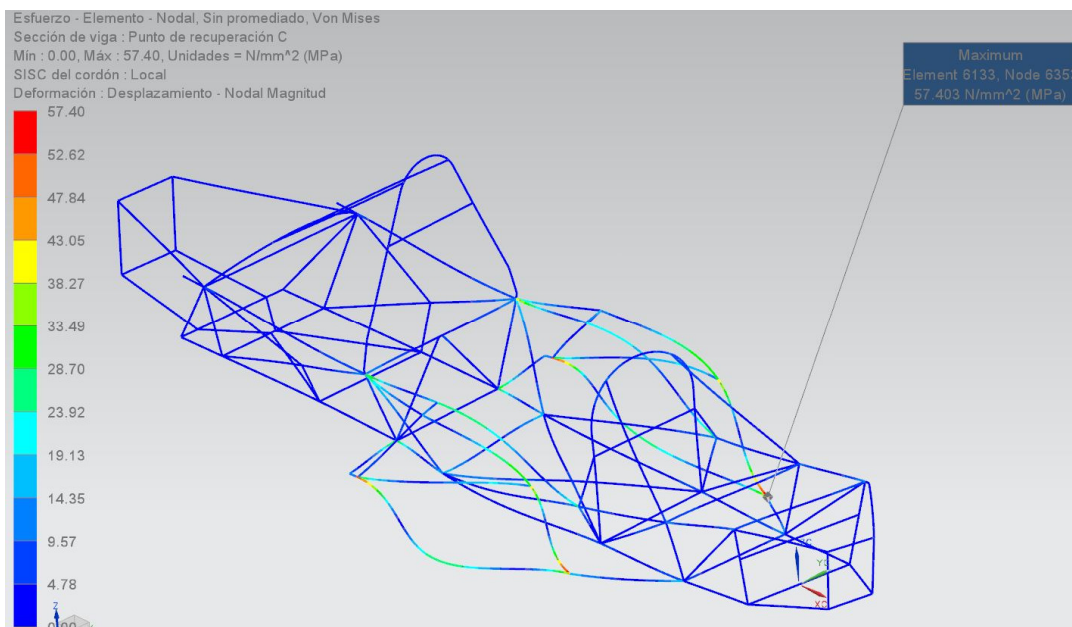


Figura 56. Diagrama de desplaçaments en el mode de vibració 7 (PFX)

Com es pot observar, el xassís té tendència a torsionar-se al llarg de l'eix longitudinal del mateix, obtenint els valors de desplaçaments més alts en l'arc de seguretat davanter (0,408mm), m'entres que els més baixos els trobem en la zona mitja del cotxe i les defenses davanteres i posteriors. Per el que fa a les tensions de Von Mises, aquestes es situen en algunes zones d'unions de barra però amb valors molt baixos de 9,85MPa, totalment menyspreables.



**Figura 57. Estat de les tensions Von Mises en el mode de vibració 13 ( PFX)**



**Figura 58. Diagrama de desplaçaments en el mode de vibració 13 ( PFX)**

En aquest cas, es pot veure clarament que el mode 13 afecta de manera molt acusada a les zones laterals de l'estructura, principalment les defenses, que tenen pocs punts d'unió, predominant en les demés barres del fórmula el color blau, per lo que aquest mode, tot i ser el més desfavorable, no provocaria conseqüències greus sobre el comportament del vehicle.



### 2.2.2. Flexió

Un estudi simple però necessari consisteix a comprovar el bon comportament a flexió de l'estructura en condicions estàtiques. Per a això se simulen les masses dels principals components del vehicle (motor, canvi, pilot, depòsits i pes propi) i es comprova com afecta el pes propi d'aquestes sobre l'estructura.

Per la simulació, es fixa el xassís a desplaçament vertical per les arestes inferiors més allunyades entre si, deixant la rotació lliure, exagerant les condicions de funcionament normal. Les forces s'han aplicat sobre els seus punts d'ancoratge o en els nodes equivalents, per el que fa el pes del pilot, aquest es reparteix entre zones on es recolza els seient i les fixacions dels cinturons de seguretat.

#### 2.2.2.1. Resultats xassís Selex STIII

Com es pot observar en la figura 59, les tensions que ha de suportar l'estructura degut a flexió es concentren totalment en la part posterior, en la unió de barres inferior que suporta els ancoratges més endarrerits de la suspensió. Aquest valor és de 187,46 MPa, un valor gens menyspreable per tractar-se d'una sol·licitació a flexió, tot i que són resultat d'unes condicions de contorn sobre sol·licitades.

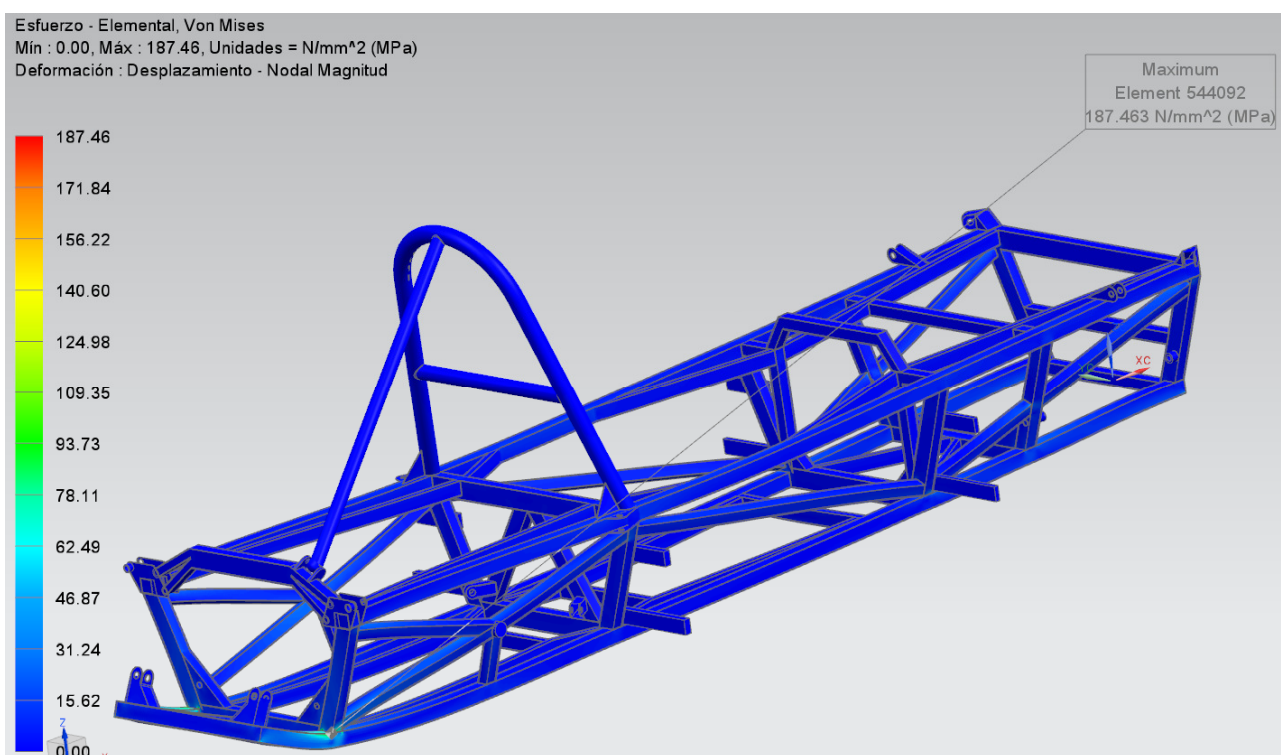


Figura 59. Estat de les tensions Von Mises per l'anàlisi a flexió (STIII)

Per el que fa a desplaçaments, la següent figura (fig. 60) ens mostra que el desplaçament és molt menys pronunciat, sent aquest de 0,796 mm, molt inferior al valor de fletxa màxim que no s'ha de sobrepassar (8,14 mm, calculat segons la definició de l'apartat 2.1.2) amb la qual cosa la rigidesa del fórmula es veu molt poc afectada. I aquests es veuen distribuïts principalment en les barres inferiors, a l'alçada del CG del motor i canvi, degut a la concentració de pesos.

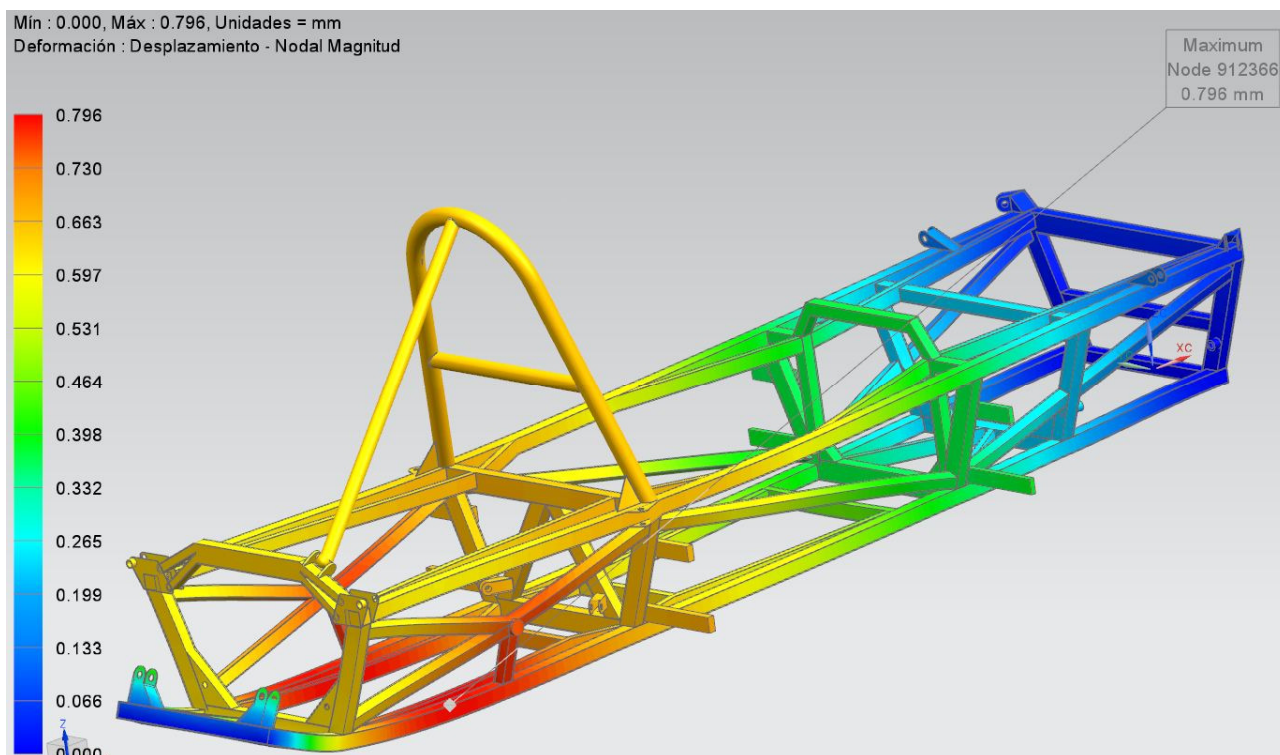


Figura 60. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi a flexió (STIII)

#### 2.2.2.2. Resultats xassís prototip

Com s'observa en la següent figura (fig. 61), el desplaçament vertical és relativament baix, amb un valor de fletxa màxim de 0,504 mm, molt lluny del valor de desplaçament màxim estudiat de 10,27 mm, amb la qual cosa la deformació provocada per les càrregues est tiques no representen problemes per la integritat del xassís.

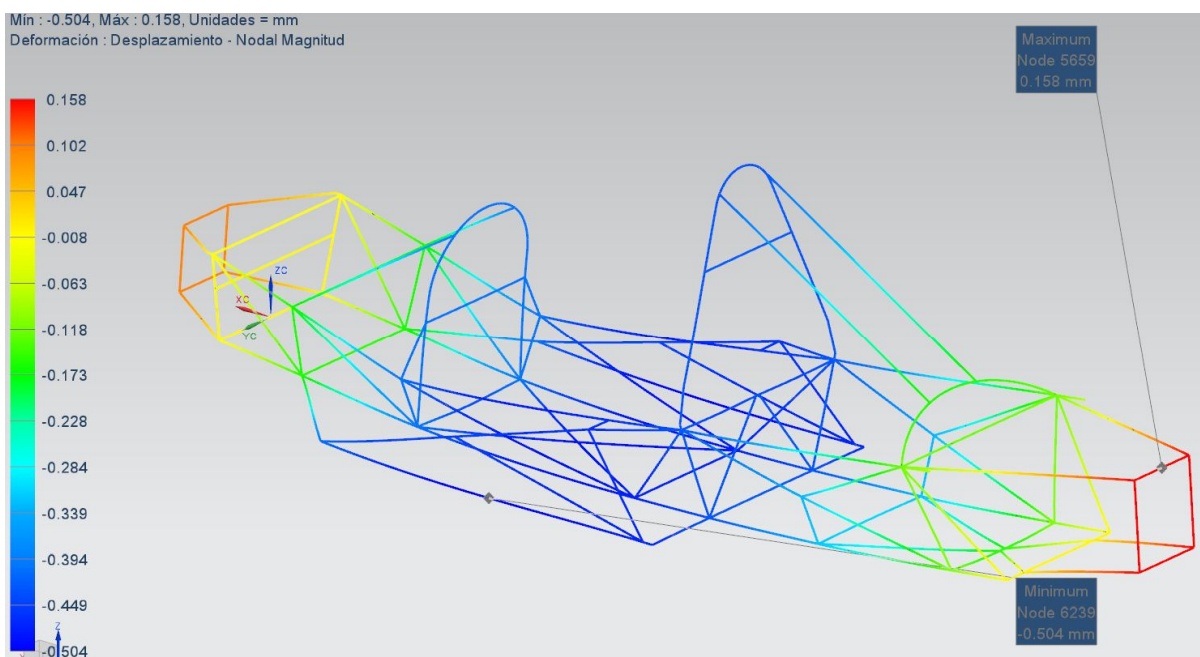
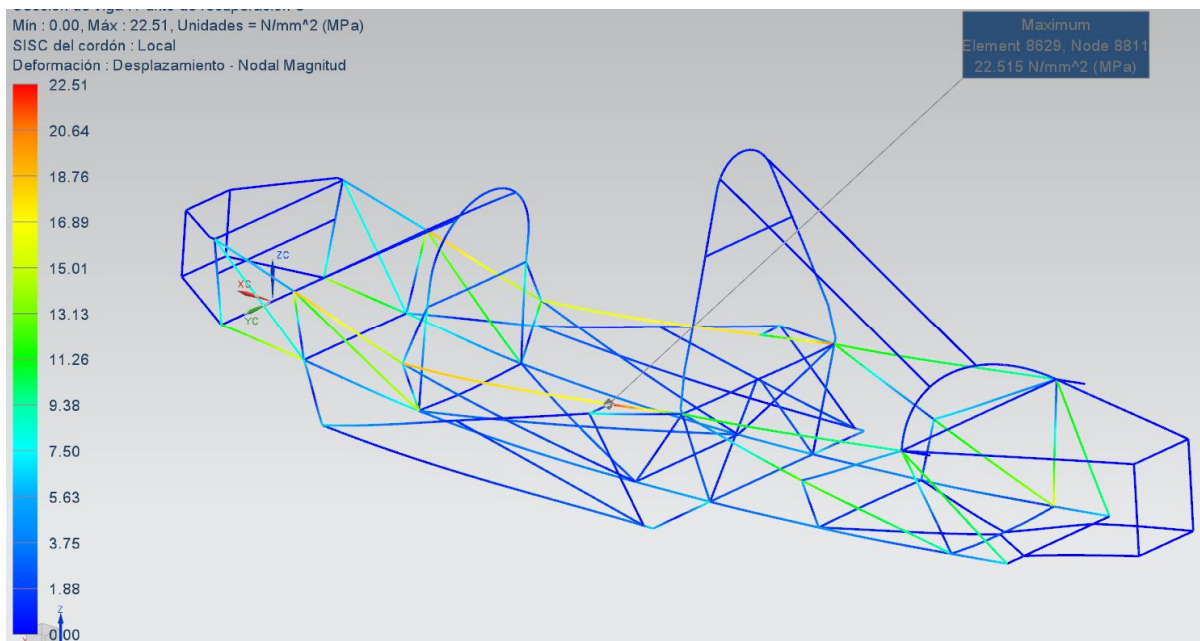


Figura 61. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi a flexió (PFX)

Per el que fa les tensions que ha de suportar l'estructura a flexió, la següent imatge (figura 62) mostra el màxim esforç de Von Mises, que es centra en les barres superior del cockpit, que treballen a compressió amb un valor màxim de 22,51 MPa, valor suficientment baix com per concloure que no hi haurà problemes estructurals degut a la flexió pròpia del vehicle. També s'observa com algunes de les barres diagonals compleixen la seva funció de triangulitzar l'estructura, absorbint esforços tot reduint els valors de desplaçaments màxims.



**Figura 62. Estat de les tensions Von Mises per l'anàlisi a flexió (STIII)**

En aquesta sol·licitació s'aprecia una considerable millora del comportament del xassís respecte el del Fórmula 1430, amb una millora de la rigidesa a flexió d'un 61%, gracies, principalment, a l'augment del moment d'inèrcia del perfil i al reforç introduït en la part posterior del xassís.

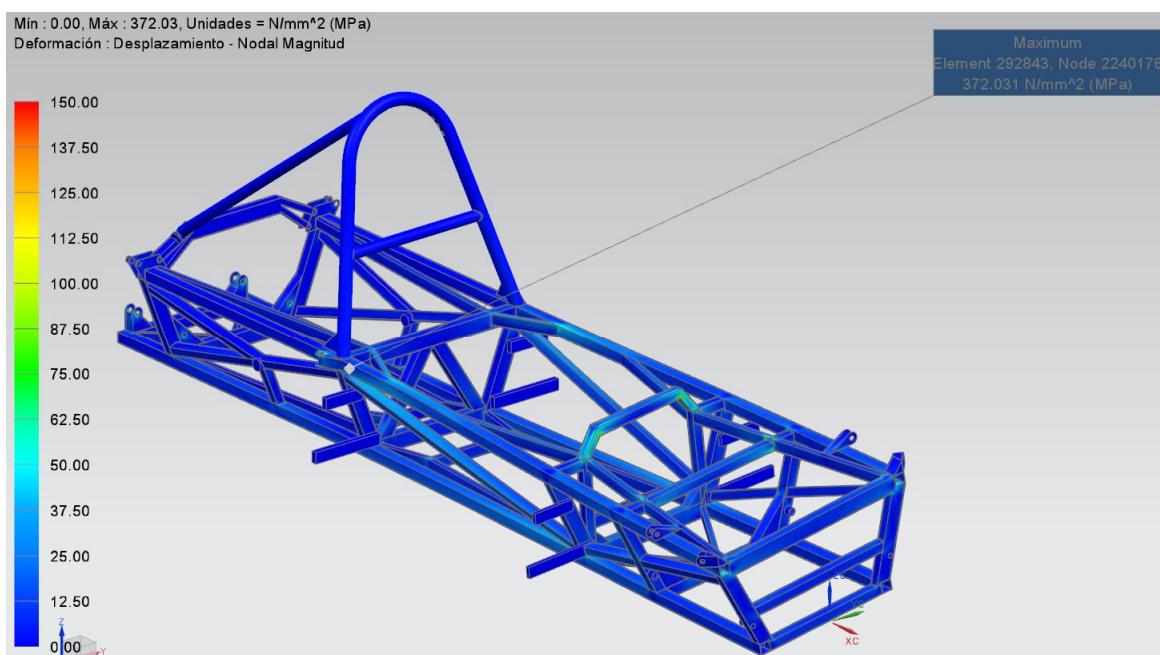
### 2.2.3. Rigidesa a torsió

Aquest és un dels anàlisis bàsics a realitzar per verificar el correcte disseny d'un xassís en el món del automòbil. Com s'ha esmentat en apartats anteriors, és interessant obtenir la quantitat de moment assimilable per l'estructura. Per tant, en aquest cas es realitzaran dues proves, la primera per comprovar com es comporta el xassís en condicions de competició, obtenint un valors assimilables a la realitat, i una segona prova per definir el valor de torsió ( $K_{tors}$ ) definit en els fonaments teòrics, i que ens servirà per saber com de rígida és l'estructura

#### 2.2.3.1. Resultats xassís Selex STIII

En la següent figura es pot observar els resultats gràfics obtinguts per una sol·licitació a torsió on els encoratges de la suspensió posterior estan bloquejats i s'aplica un parell de forces en les suspensions davanteres de 1000 N·m, simulant una hipòtesis de càrrega real que es podria trobar el xassís en competició.

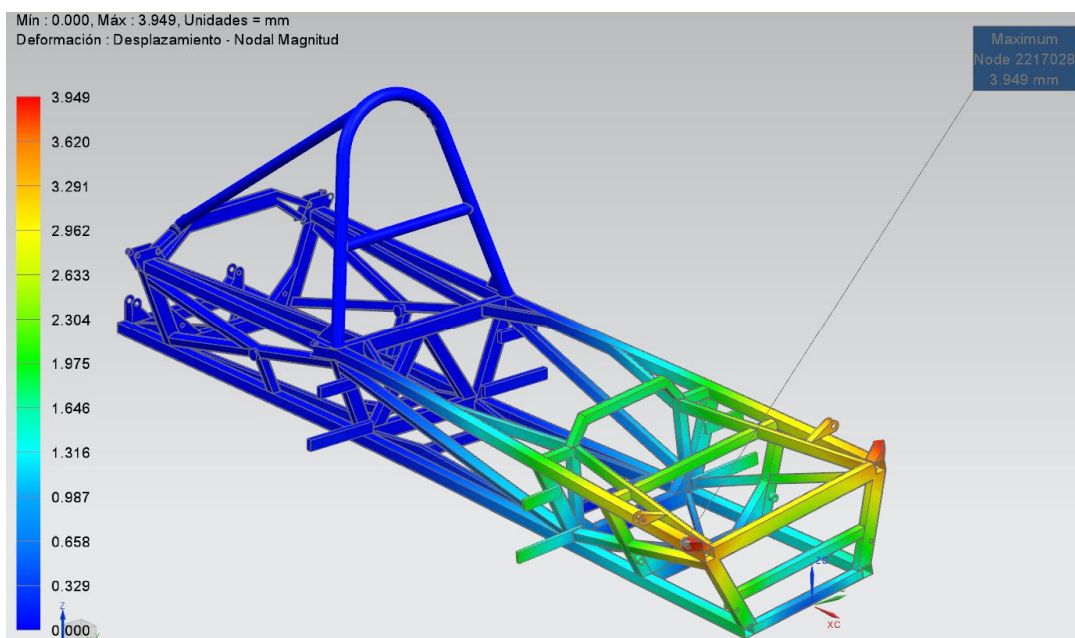




**Figura 63. Estat de les tensions Von Mises per l'anàlisi a torsió (STIII)**

Com s'aprecia en la figura, les tensions en els nodes s'acumulen en unions interiors i per això no es poden distingir els punts més vermells, encara que es diferencien zones amb tensions acumulades en algunes unions, així com en els ancoratges on s'ha fixat l'estructura. Els valors màxims de Von Mises són els següents:

- Tensió màxima de Von Mises: 372,03 MPa
- Tensió màxima de Von Mises en elements estructurals: 179 MPa



**Figura 64. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi a torsió (STIII)**

En el cas de les deformació, com és lògic, aquestes són més grans en les zones properes a on s'han aplicat les forces, principalment identificats en l'eix Z i antisimètrics respecte l'eix longitudinal del cotxe, també cal

destacar que en la part posterior del monoplaça no s'observen desplaçaments ja que s'han fixat tots el moviments en els ancoratges de la suspensió.

El valor de desplaçament més gran es troba en l'ancoratge davanter dret i té un valor de 3,949 mm, que no suposa una disminució de la rigidesa de l'estructura.

Finalment, dir que el factor d'aprofitament de l'estructura en aquesta simulació és de aproximadament 50,64% pels elements estructurals tenint en compte el límit elàstic de l'acer, la qual cosa evidencia un sobre dimensionament de l'estructura en aquestes condicions de càrrega. Ara bé, aquesta hipòtesi de càrrega no és de les més desfavorables.

Pel que fa a les tensions màximes de les unions es poden menystenir ja que la plastificació d'aquestes no afecta a la estabilitat estructural i rigidesa del xassís.

Obtenció de la rigidesa a torsió, aplicant la metodologia explicada anteriorment i amb les condicions de contorn següents:

- Fixació dels quatre ancoratges més posteriors, bloquejant en tres d'ells tots els desplaçaments i en l'altre deixant lliure el desplaçament en Y, per assegurar-se que no hi ha un excés de rigidesa en la prova, llibertat en tots els sentits de gir.

- Aplicació d'un parell de forces en els dos ancoratges simètrics més anteriors.

- Mesura dels dos desplaçaments verticals màxims i la distància entre els mateixos.

Per tant, calculant:

Parell de forces de 1000N cadascuna aplicat en els ancoratges davanter a una distància de 209,1mm del eix de simetria, càlcul del moment resultant:

$$M = 2 \cdot 1000 \cdot 0,2091 = 418,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Per l'obtenció del angle girat per l'estructura, amb una distància entre punts de 638mm i un desplaçament vertical combinat de 2,758mm:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{2,758}{638}\right) = 0,24768^\circ$$

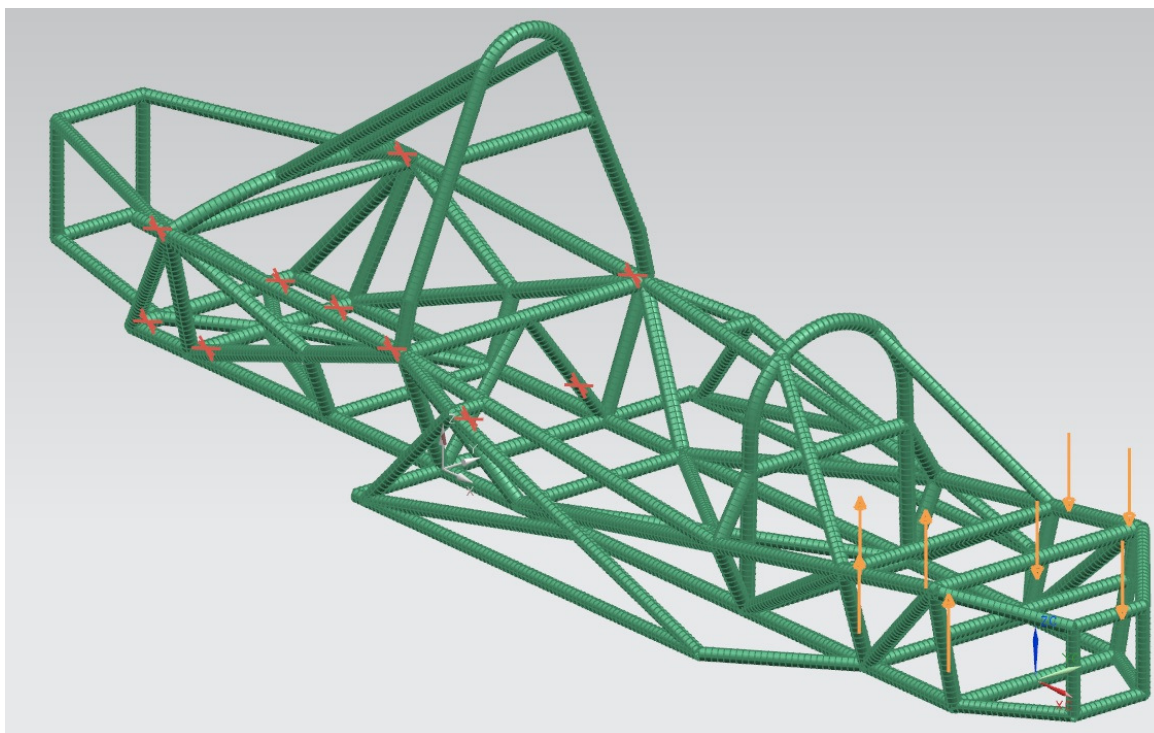
Llavora'ns obtenim una rigidesa a torsió de:

$$K_{tors} = \frac{418,2}{0,24768} = 1688,47 \text{ N} \cdot \text{m}/^\circ$$

És a dir, una rigidesa a torsió de aproximadament 1700 N·m/°, un valor lleugerament baix per aquest tipus de vehicle, que pot resultar problemàtic en les pitjors condicions de carrera.

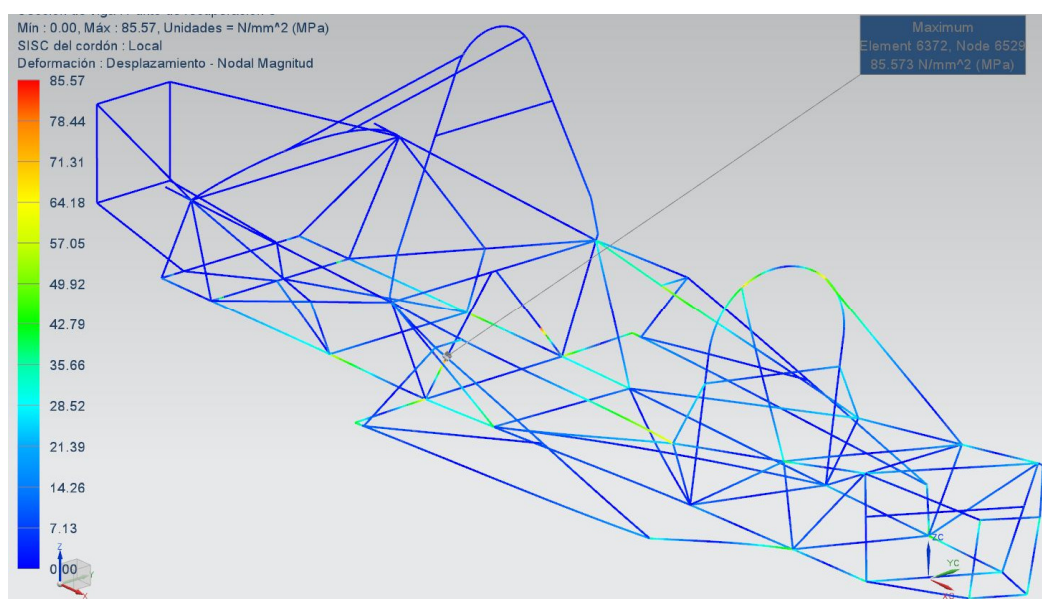
### 2.2.3.2. Resultats xassís prototip

En la següent figura podem veure les condicions de contorn i les forces aplicades per aquesta primera hipòtesis de càlcul basada possibles condicions de contorn, aplicant un parell de forces sobre el tren davanter de 1250N.



**Figura 65. Condicions contorn, hipòtesis de torsió.**

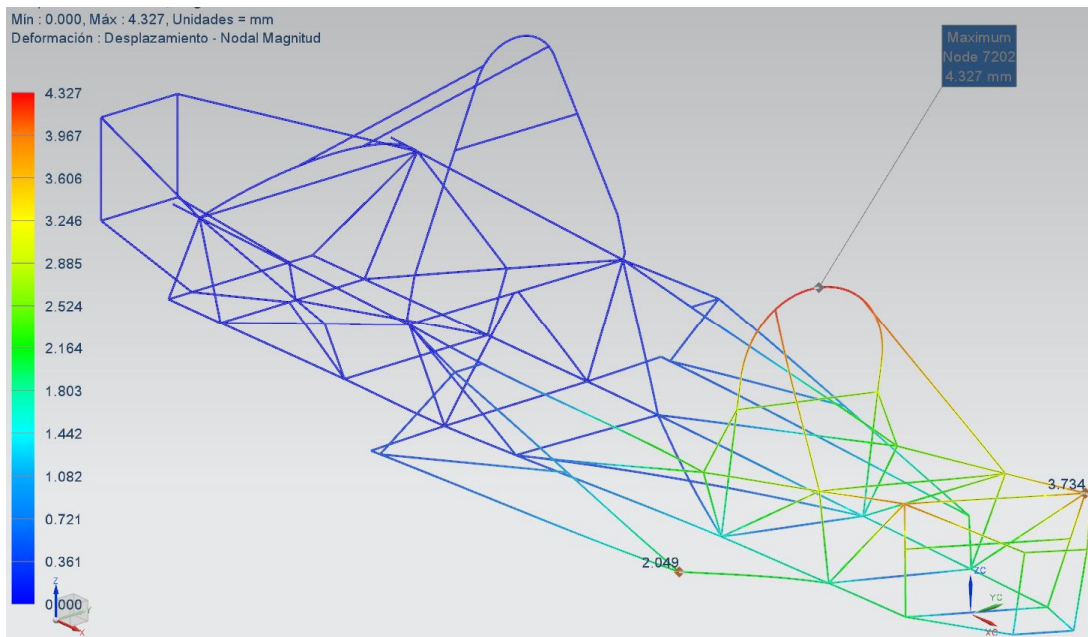
Com es pot observar, s'aplica el moment sobre els nodes equivalents als ancoratges anteriors, m'entres que és fixen els nodes posteriors, els resultats gràfics obtinguts per aquestes condicions són els següents:



**Figura 66. Estat de les tensions Von Mises per l'anàlisi a torsió (PFX)**

Com s'aprecia a la figura 66, els valors de tensió més alts els trobem propers a les unions i als suports posteriors més avançats, concretament els situats en la part inferior de l'arc de seguretat, on s'ha obtingut el valor màxim de tensions Von Mises de 85,57 MPa, resultat lògic ja que són els nodes a on s'ha fixat el xassís. Amb aquests resultats, obtenim un factor d'aprofitament de l'estructura respecte al límit elàstic d'un 24,1%.





**Figura 67. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi a torsió (PFX)**

En referència a les deformacions, com es pot apreciar el valor màxim s'obté en la part superior del arc de seguretat anterior i arriba a un valor de 4,327mm, aquest valor, que en un principi podria semblar excessiu, no representa perill per al xassís perquè l'estructura ha girat sobre el seu eix longitudinal, i per tant el valor es deu més a aquest gir que als valors de desplaçaments en algun dels eixos, on el valor més gran és 2,255mm en l'eix Z, que no representa problemes per la rigidesa del vehicle. També s'observa la nul·la deformació de la part posterior del xassís degut a que els seus desplaçaments han estat limitats en tots els ancoratges de les suspensions posteriors.

Per el càlcul de la rigidesa a torsió, s'ha utilitzat el mateix procediment, però amb els valors següents:

- Parell de forces de 1000N cadascuna aplicat en els nodes equivalents als ancoratges davanters superiors a una distància de 223,81mm del eix de simetria, càlcul del moment resultant:

$$M = 2 \cdot 1000 \cdot 0,223811 = 447,619 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Per l'obtenció del angle girat per l'estructura, amb una distància entre punts de 824mm i un desplaçament vertical combinat de 2,255mm, obtenim:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{2,255}{824}\right) = 0,1568^\circ$$

Llavors obtenim una rigidesa a torsió de:

$$K_{tors} = \frac{447,62}{0,1568} = 2854,75 \text{ N} \cdot \text{m}/^\circ$$

És a dir, una rigidesa a torsió propera a 2900 N·m per grau girat, un valor que es pot considerar suficientment alt, ja que vehicles de característiques semblants, com els fórmules SAE, resulten valors de rigidesa a la vora dels 2500 N·m.

Si el comparem amb el valor de rigidesa del Selex STIII, inclòs tenint en compte l'augment de pes tot i venir marcat per la normativa, obtenim un augment de la rigidesa respecte el pes de un 7% i sense tenir en compte el pes d'un 69%, per lo que es pot donar per complert un dels objectius del projecte.

## 2.2.4. Acceleració longitudinal

Aquesta hipòtesis vol simular les condicions a les que es veurà sotmès el monoplaça en condicions d'acceleració longitudinal màxima, mostrant les deformacions, a priori longitudinals, que sofrirà el xassís.

El valor d'acceleració utilitzat en aquest anàlisi s'ha obtingut matemàticament, definit en l'apartat 2.1.4, i és el màxim teòric que és podria trobar un vehicle d'aquestes característiques i geometria, sense tenir compte altres, més que provables, aspectes limitadors com la potència del motor. El valor obtingut és de  $6,94 \text{ m/s}^2$ .

Les restriccions son aplicades sobre els ancoratges que representen l'eix motriu, en tots els graus de llibertat.

### 2.2.4.1. Resultats xassís Selex STIII

Veiem a continuació els resultats gràfics de les tensions de Von Mises (Figura 67) i dels desplaçaments transnacionals (Figura 68) de la simulació d'una acceleració longitudinal:

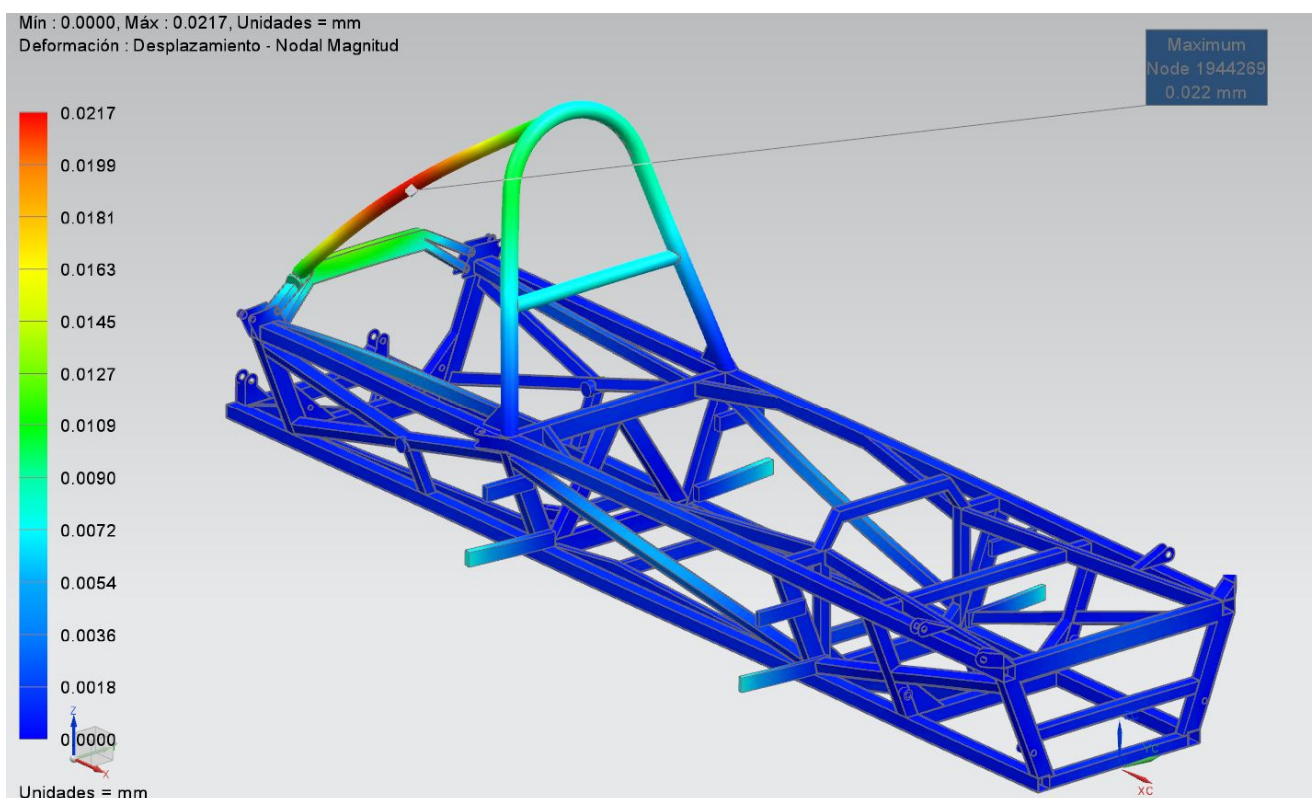
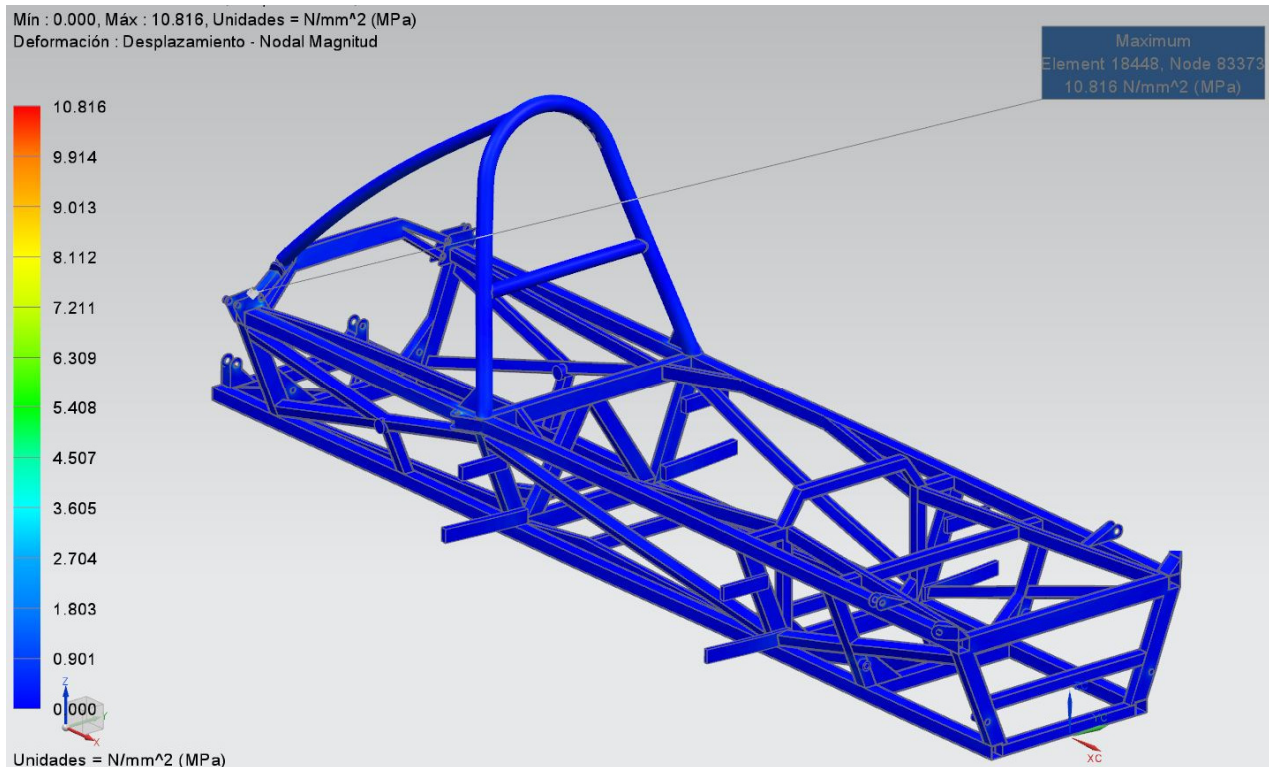


Figura 68. Tensions de Von Mises per l'anàlisi d'acceleració longitudinal (STIII)

En la figura 68 es pot observar que les tensions màximes se situen, de manera casi exclusiva, en els vèrtexs propers als elements ancorats de l'estructura, ja que la resta de l'estructura es veu completament blava. Com és evident, aquestes zones tenen més tensions, ja que són les zones encarregades d'absorbir els moments generats pels diferents esforços. Igualment els valors són extremadament baixos, amb un valor de tensió màxima de 10,82 MPa.



**Figura 69. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi d'acceleració longitudinal (STIII)**

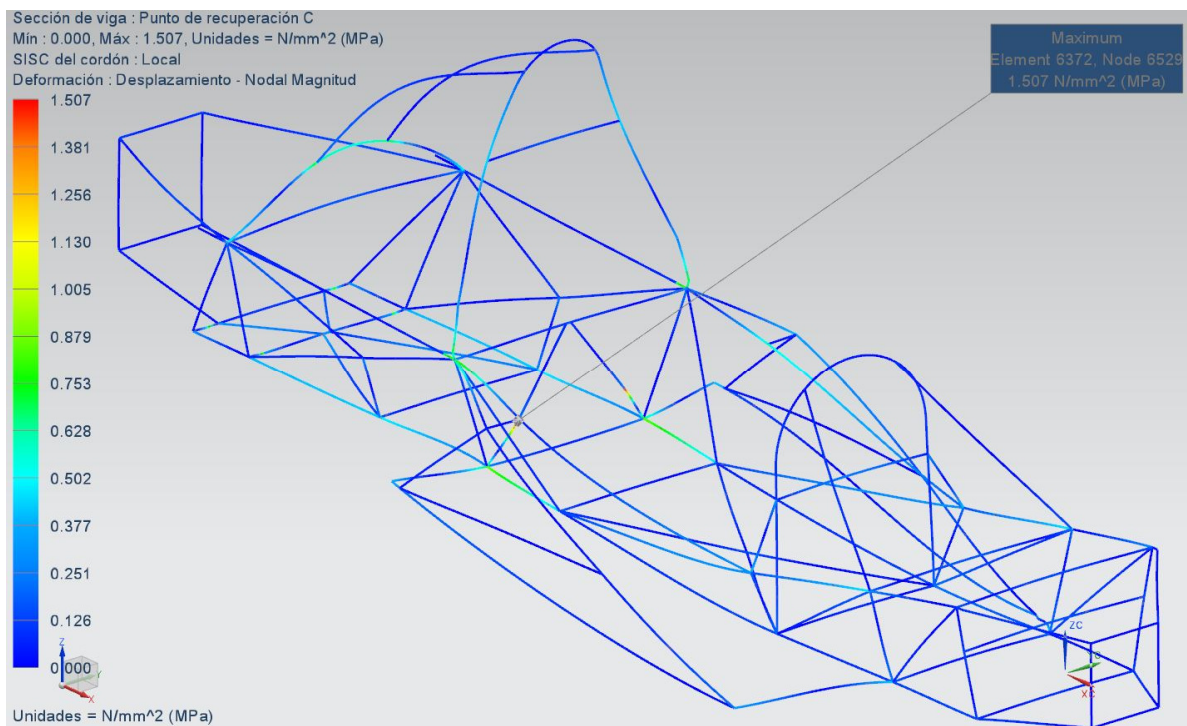
En aquesta figura (fig.69) es pot observar que els desplaçaments són quasi inexistents, amb una deformació màxima de 0,0217 mm i representats en les barres amb distàncies de recolzament més grans, principalment a l'arc de seguretat i el seu tirant. En les zones properes als ancoratges de la suspensió els valors de desplaçament són nuls.

Aquest fet evidencia el sobredimensionat de l'estructura en aquesta hipòtesi de càrrega, cal afegir que aquest cas és dels menys desfavorables dels quals ens podem trobar.

#### 2.2.4.2. Resultats xassís prototip

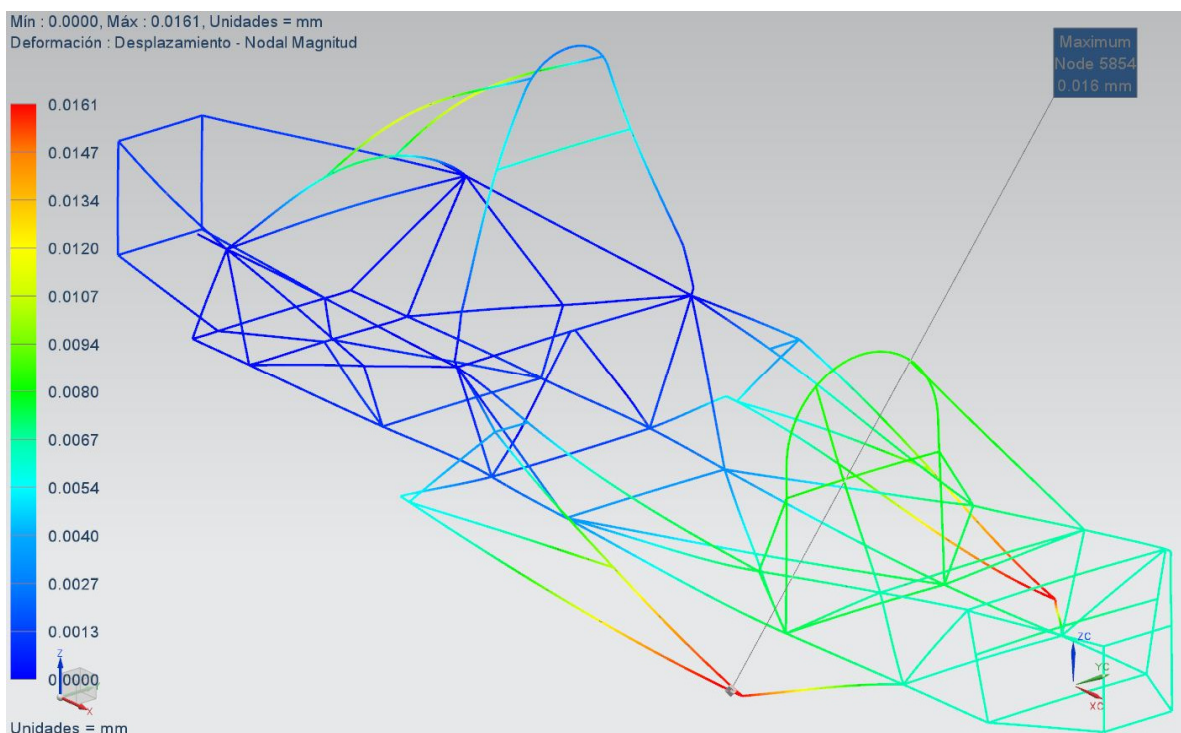
A continuació es poden veure els resultats gràfics per el xassís optimitzat de tensions de Von Mises (fig. 70) i desplaçaments (fig.71), respectivament.





**Figura 70. Tensions de Von Mises per l'anàlisi d'acceleració longitudinal (PFX)**

La tensió màxima de Von Mises és de 1,507MPa, un valor que evidencia un sobre dimensionat de l'estructura, però com ja hem esmentat, aquest tipus de sol·licitacions són de les més benèvols.



**Figura 71. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi d'acceleració longitudinal (PFX)**

La màxima deformació assolida és de 0,0161mm, principalment degut al vinclament del xassís en la direcció Z, però un valor que es pot considerar totalment insignificant.

### 2.2.5. Frenada longitudinal

Similar al estudi anterior, aquesta prova pretén obtenir els resultats adients en simular una frenada completament longitudinal de màxima pressió causada per els frens.

En aquest cas el valor d'acceleració negatiu és de  $9,81 \text{ m/s}^2$ , obtingut numèricament i aplicat en direcció longitudinal, aquest valor ve limitat per el coeficient de fricció entre l'asfalt i el pneumàtic i es considera igual a la gravetat ( $1g$ ).

En aquest cas les restriccions s'apliquen sobre els suports de les suspensions anteriors, ja que son les que produeixen la màxima acció de frenada.

#### 2.2.5.1. Resultats xassís Selex STIII

En aquest cas, els resultats són molt similars a la hipòtesis anterior, ja que son dues sol·licitacions molt semblants, les zones amb concentració de tensions son les mateixes i la màxima deformació també es produeix sobre el tirant posterior. Els resultats màxims de tensió no superen els 10 MPa, i en el cas de la deformació, assoleix un valor de 0,0219 mm.

Degut a les tensions sofertes podem observar que l'entramat inferior de l'estructura flecta longitudinalment i les barres més superiors treballen a compressió.

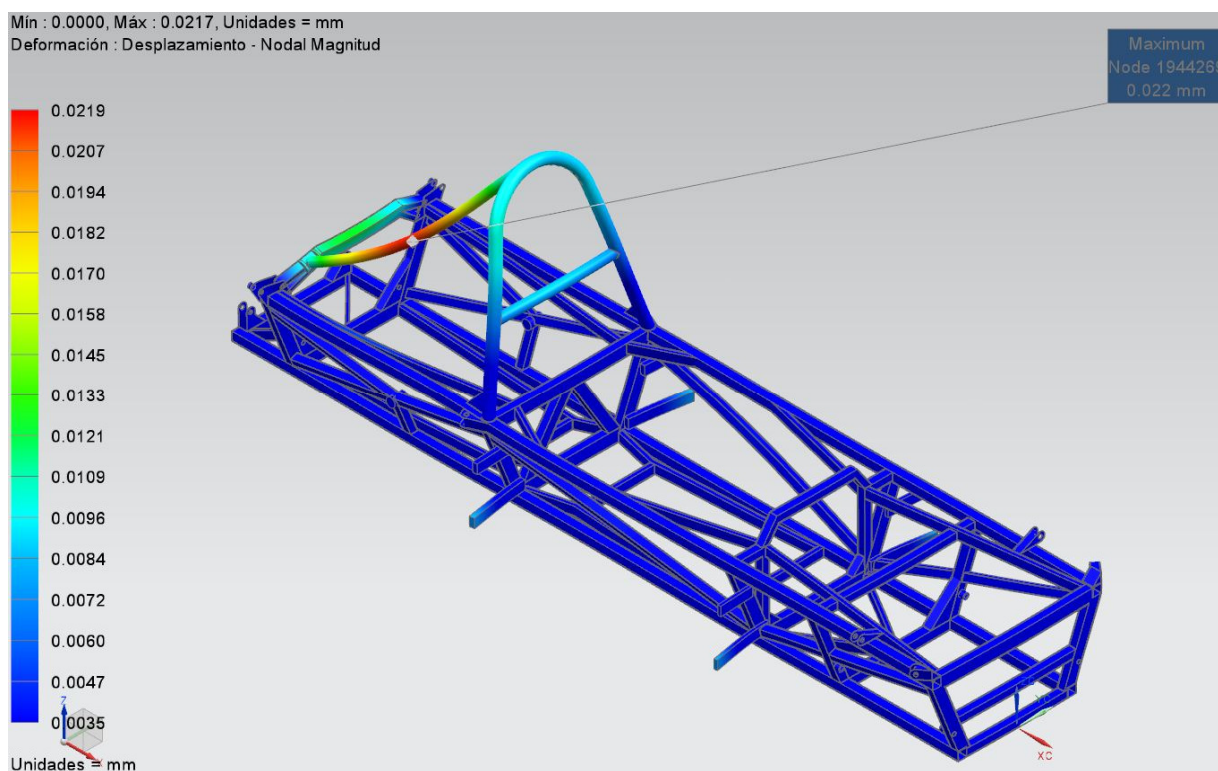
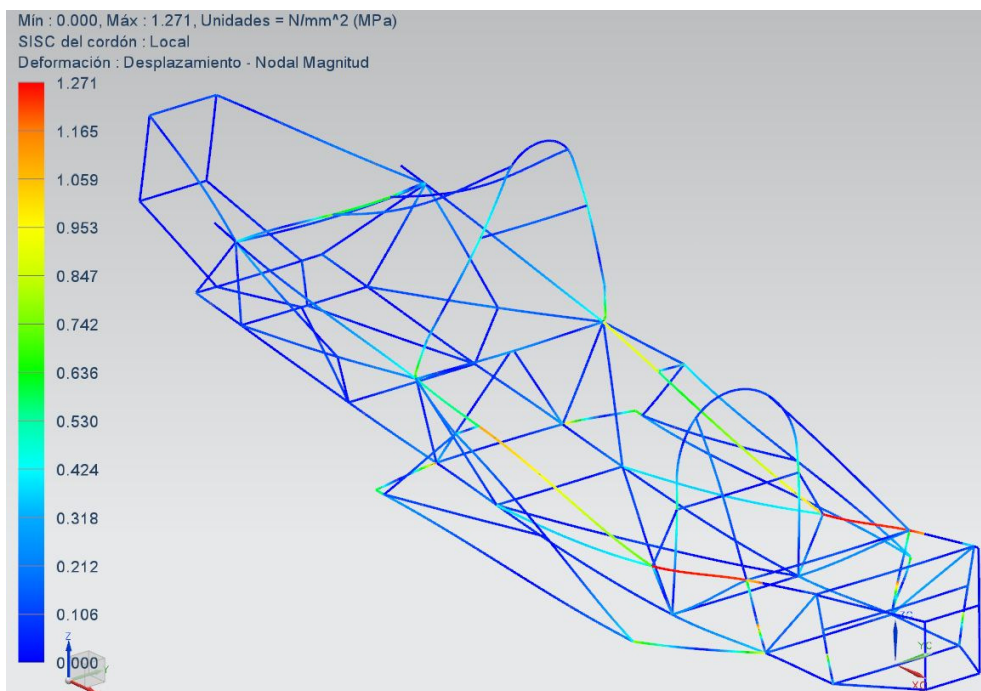


Figura 72. Diagrama de desplaçaments en frenada (STIII)

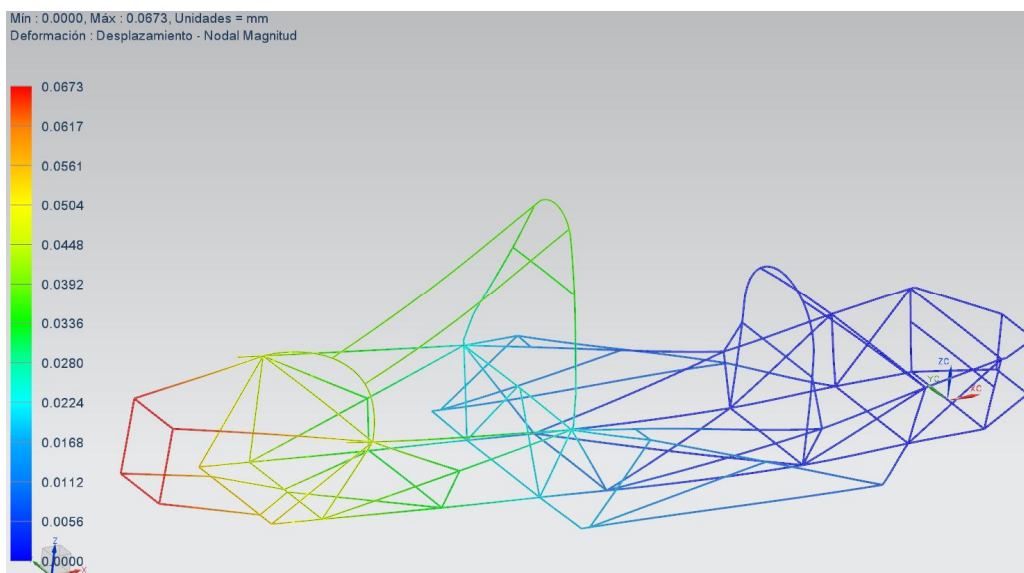
#### 2.2.5.2. Resultats xassís prototip

En sotmetre el xassís a aquesta sol·licitació de frenada, obtenim els següents resultats:



**Figura 73. Diagrama de tensions Von Mises en frenada (PFX)**

Podem observar, que per aquesta hipòtesis, la part posterior té tendència a aixecar-se degut a la geometria del habitacle, per tant les tensions es concentren principalment en les dues barres superiors del habitacle, principalment a les situades per davant de l'arc de seguretat, que treballen a compressió, amb un valor de Von Mises màxim de 1,271 MPa, valor molt baix com en la hipòtesis anterior.



**Figura 74. Diagrama de desplaçaments per frenada (PFX)**

Per les deformacions, són relativament més altes que en el cas d'acceleració longitudinal, però segueix sent un valor marginal, de 0,0673mm, que no significa cap problema per la rigidesa del xassís. Els desplaçaments resulten pricipalment en la part posterior en la direcció vertical, degut als efectes comentats anteriorment i a que l'estructura es fixa únicament per els ancoratges davanters.



### 2.2.6. Acceleració lateral

Amb aquesta hipòtesi es coneixen els esforços de l'estructura quan el vehicle traça una corba a velocitat constant. Es considera una acceleració lateral d'1G i l'acceleració de la gravetat. Amb tot això, hauríem de comprovar com es comporta l'estructura enfront d'un esforç de torsió transversal.

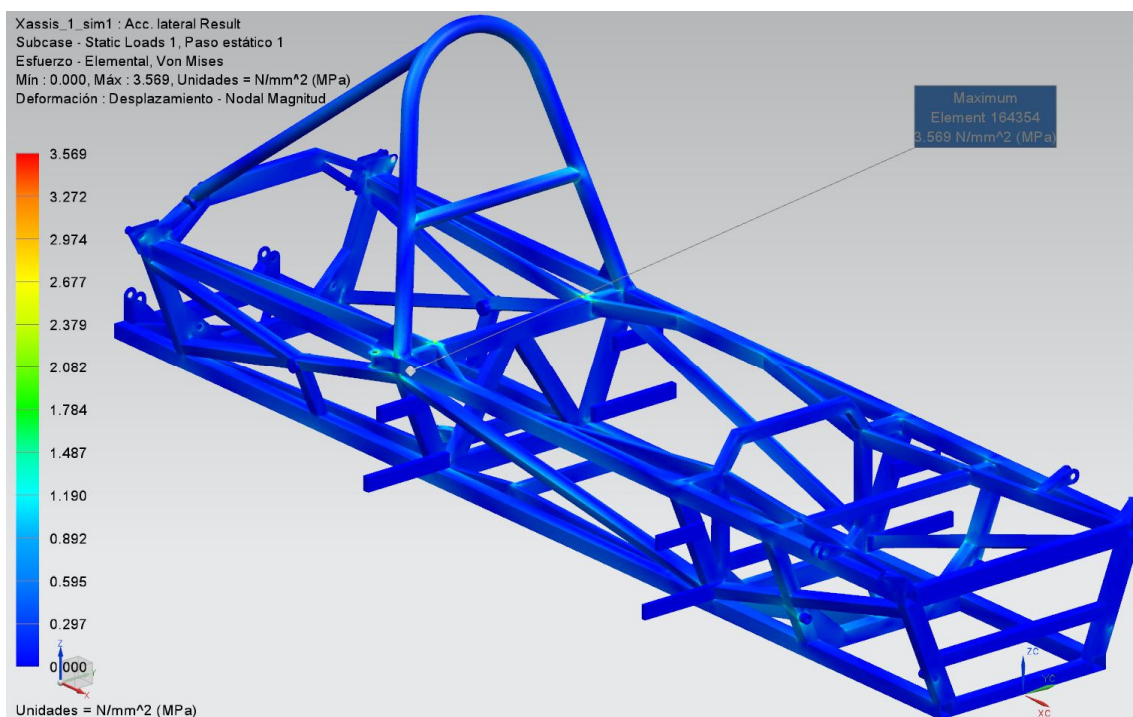
Les condicions de contorn ens fan restringir els sis graus de llibertat per mitja dels ancoratges de les quatre suspensions.

#### 2.2.6.1. Resultats xassis Selex STIII

En aquesta prova de comportament teòric, podem observar que l'estructura tubular es veu molt poc afectada degut a les inèrcies laterals que sorgeixen al traçar una corba.

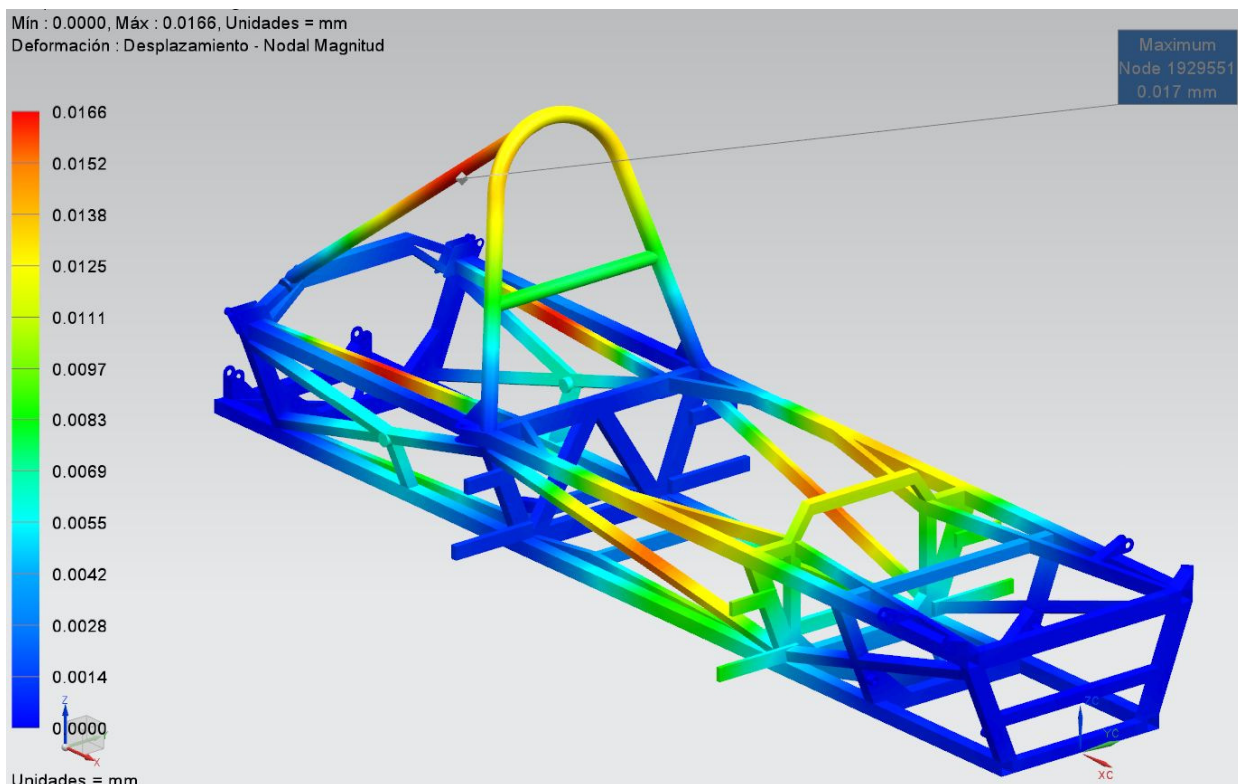
Seguidament podem observar els resultats gràfics del anàlisi (figura 75). En el cas dels esforços de Von Mises, trobem uns valors molt baixos i situats principalment al voltant dels suports que hem utilitzat per fixar les condicions de contorn del xassis, així com en algunes unions properes al punt longitudinal mig del monoplaça, on es produeixen les majors deformacions.

Les tensions màximes arriben a valors de 3,56 MPa per elements estructurals i de 7,963 MPa, l'esforç màxim en un node.



**Figura 75. Estat de les tensions Von Mises per sol·licitacions d'acceleració lateral (STIII)**

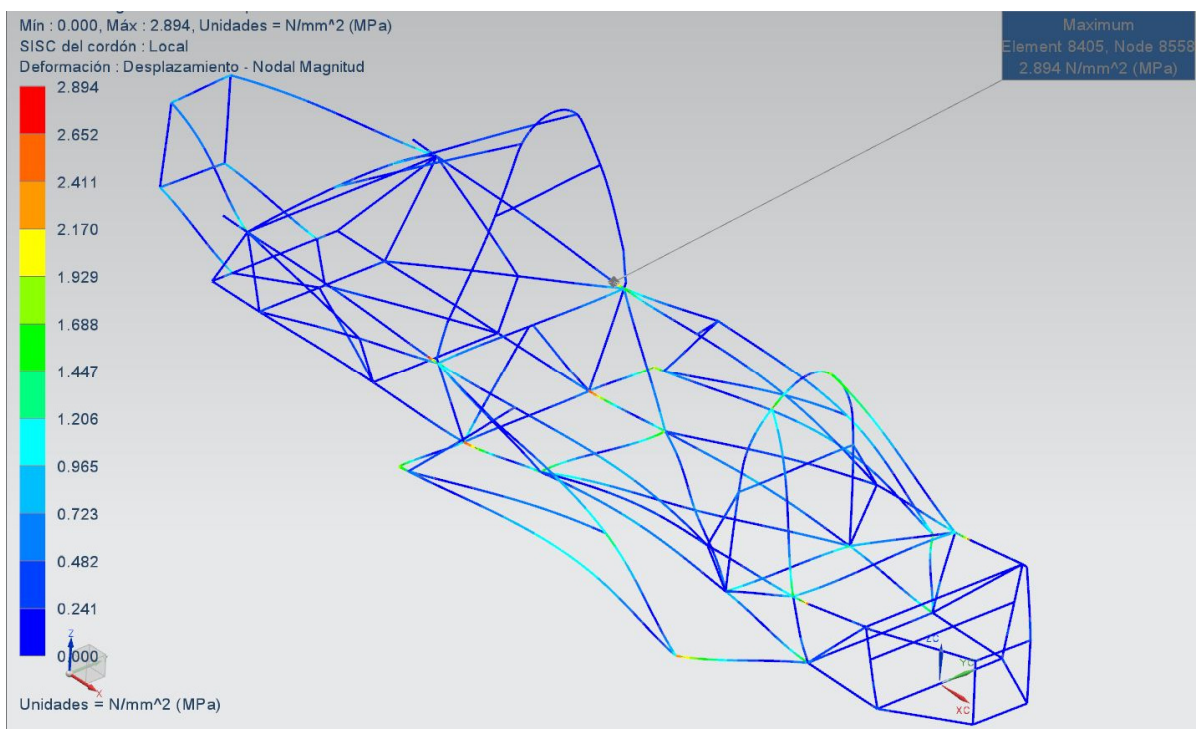
En la figura 76, s'observa com les zones amb desplaçaments més grans, són les barres amb distàncies més llargues sense recolzament, cap destacar les dues barres que actuen com a reforç lateral en la zona posterior del motor, ja que obtenen pitjors resultats perquè treballen al voltant del seu eix flux. També que les deformacions són més grans a mesura que l'alçada del xassis augmenta, obtenint el valor màxim en el tirant de l'arc de seguretat.



**Figura 76. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi d'acceleració lateral(STIII)**

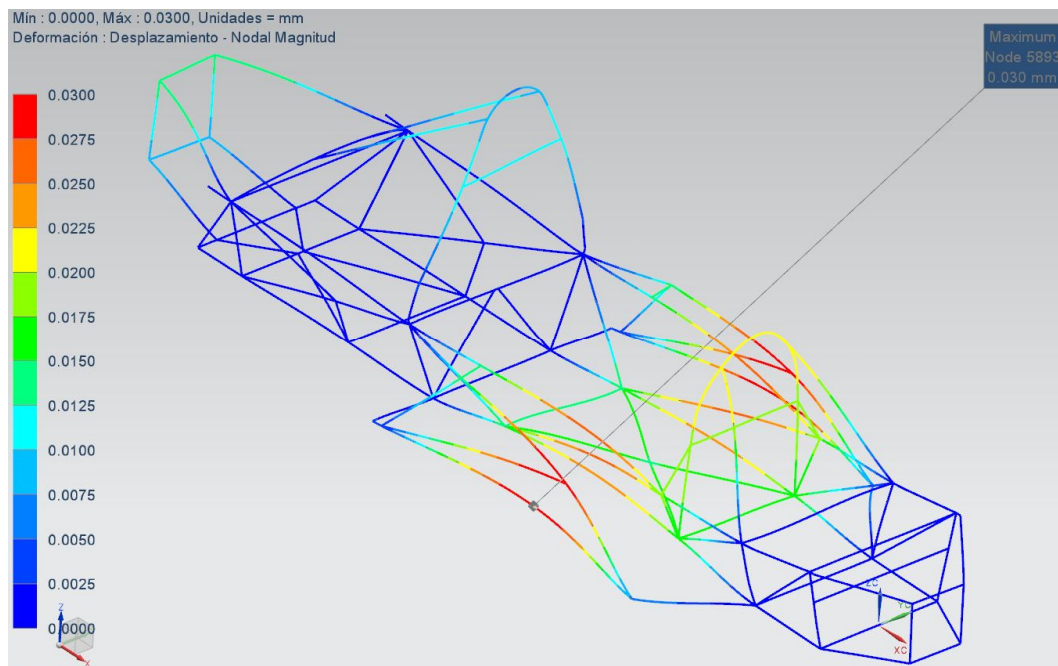
#### 2.2.6.2. Resultats xassís prototip

A continuació podem observar els resultats gràfics de l'anàlisi, en la qual es mostren les tensions de Von Mises (figura 77) i els desplaçaments (fig. 78) que sofreix l'estructura a causa de les tensions provocades en la simulació que considera l'acceleració longitudinal màxima de 1G.



**Figura 77. Estat de les tensions Von Mises per sol·licitacions d'acceleració lateral (PFX)**

En la figura es pot observa que l'estructura no es veu molt afectada, obtenint valors com en les hipòtesis i proves anteriors. Les tensions màximes es situen properes als nodes, principalment en els situats en l'arc de seguretat, degut a que han de suportar els esforços que provoca tota la massa de l'arc de seguretat. El valor màxim assolit és de 2,894 MPa, un valor concorde amb els obtinguts en cassos d'acceleració i que només suposen un sobre dimensionat del xassís.



**Figura 78. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi d'acceleració lateral (PFX)**

Per el que fa desplaçaments, aquests es localitzen en gran mesura en la zona equidistant al vector longitudinal del vehicle, obtenint els valors més grans en les estructures de protecció lateral, degut als pocs recolzaments que té. La deformació màxima és totalment menyspreable, amb un valor de 0,03mm en la direcció Y. També cal destacar una certa deformació en l'estructura de protecció posterior.

## 2.2.7. Acceleració longitudinal i lateral

Aquesta hipòtesi simula una situació molt donada en la realitat, complementa a les anteriors d'acceleració longitudinal amb una de lateral, simulant així les condicions d'acceleració del vehicle a mesura que surt del pas de corba. En aquestes condicions el xassís és comprimeix en l'eix longitudinal de manera molt semblant a la hipòtesi d'acceleració longitudinal amb l'afegit d'una lleu torsió transversal de tota l'estructura

Com a la gran majoria d'hipòtesis d'acceleracions es contempla també l'acceleració de la gravetat i es considera una acceleració màxima del vehicle tant longitudinal com lateral de 9,81 m/s<sup>2</sup> (1G).

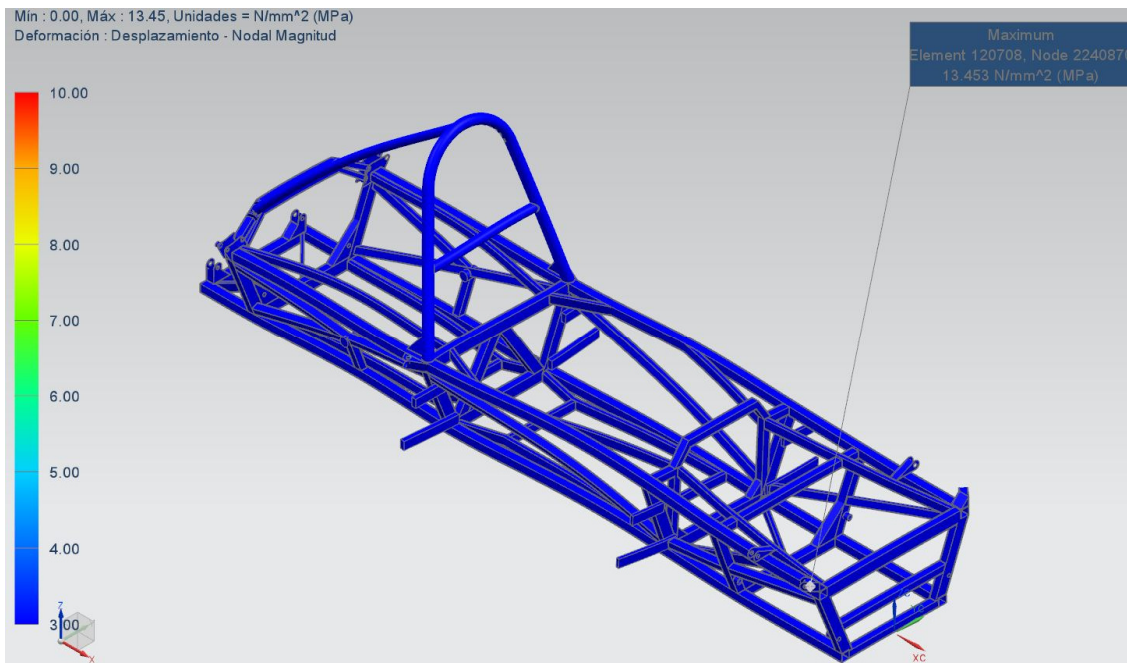
Per el que fa a restriccions, aquestes també són una combinació dels dos cassos, i s'aplicaran en part del suports de la suspensions i del tren de tracció.

### 2.2.7.1. Resultats xassís Selex STIII

En aquest cas, també tractant-se d'un cas molt poc desfavorable i amb resultats molt similars a les anteriors hipòtesis, sensiblement incrementades degut que aquí el xassís combina dues sol·licitacions, per això es pot observar una lleugera deformació en els eixos X i Y, alhora.

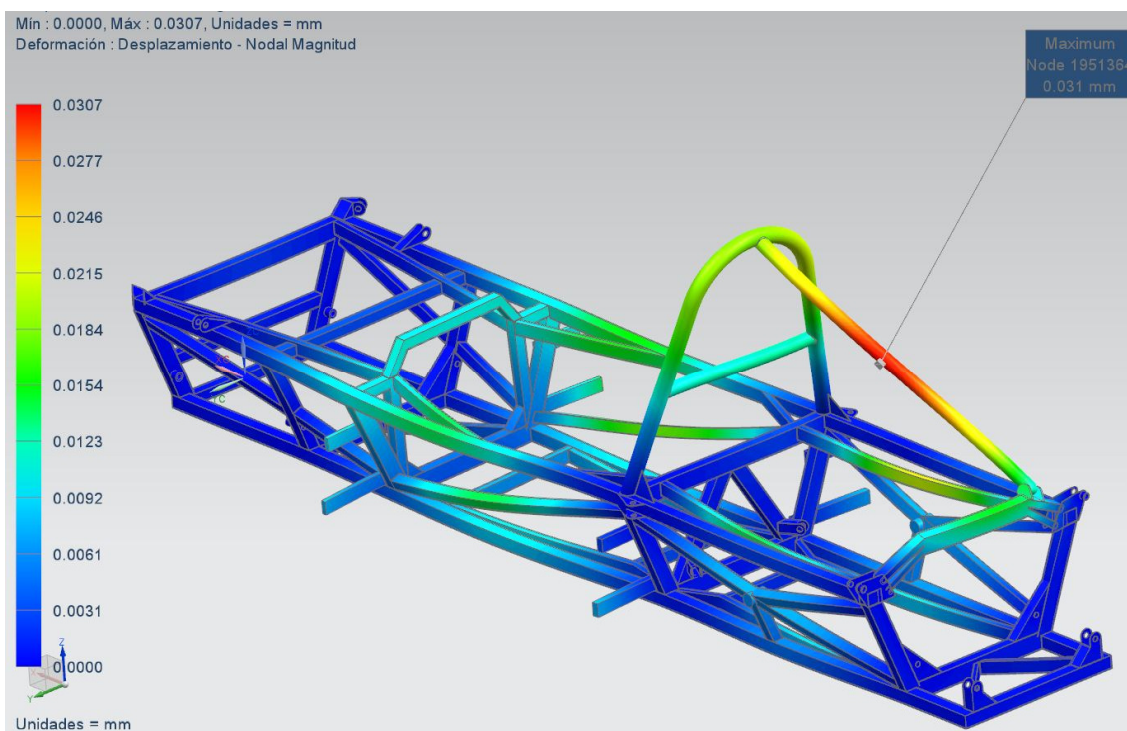


Per el que fa les tensions de Von Mises, en la següent figura es pot observar que la concentració de mateixes es troba a la vora dels ancoratges on s'ha fixat el xassís, fent la distinció de punts vermells molt difícil, ja que la resta de l'estructura casi no es veu afectada per les sol·licitacions. El valor de tensió crític es de 13,45 MPa, com es pot veure en la figura.



**Figura 79. Estat de les tensions Von Mises per sol·licitacions combinades d'acceleració (STIII)**

En referència als desplaçaments, també ens trobem similituds amb els cassos anteriors, amb els resultats més desfavorables en les barres llargues, i concretament en el tirant del arc de seguretat, que obté una deformació màxima de 0,0307 mm.

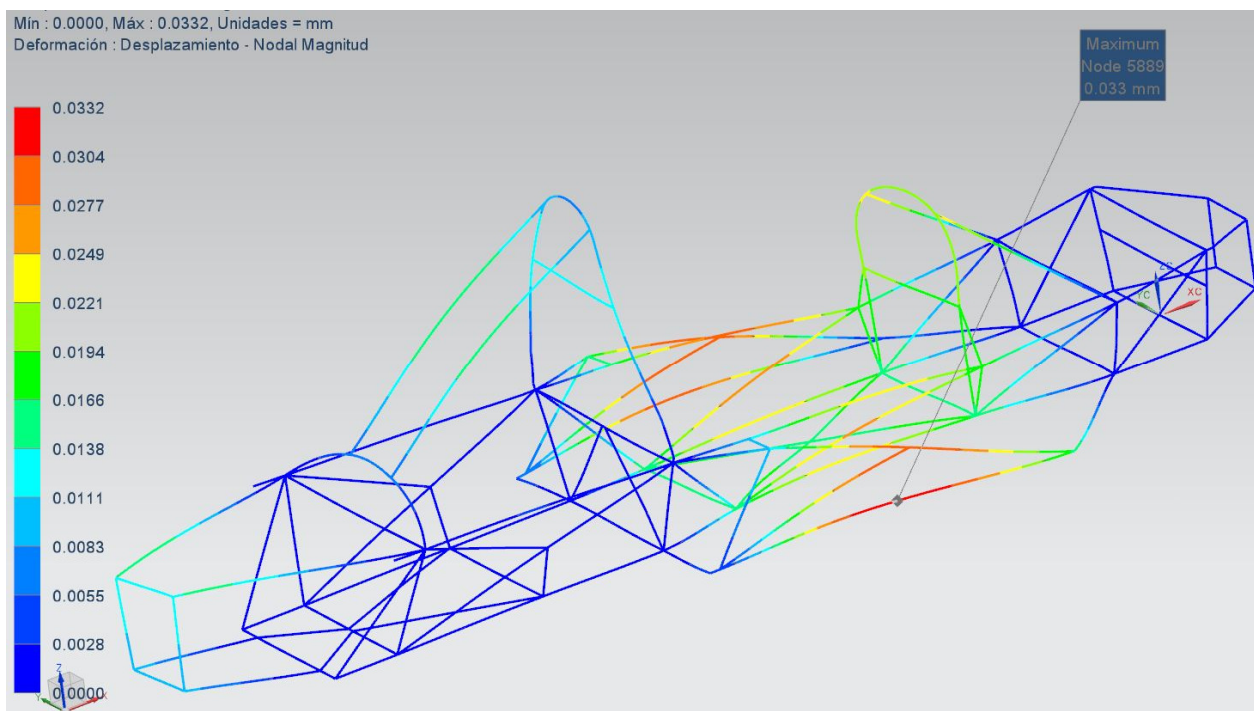


**Figura 80. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi d'acceleracions combinades (STIII)**

Tal i com hem vist els resultats d'aquesta hipòtesi són visualment molt similars als de la hipòtesi d'acceleració longitudinal, tot i que els valors màxims de les tensions i les deformacions són significativament superiors degut a l'acceleració lateral.

#### 2.2.7.2. Resultats xassís prototip

Com era d'esperar els resultats són molt similars a les hipòtesis anteriors, únicament agreujades per l'aplicació del camp gravitacional en X, obtenint a més una petita deflexió en aquest sentit. En la següent figura es poden apreciar aquests desplaçaments.



**Figura 81. Diagrama de desplaçaments per l'anàlisi d'acceleracions combinades (PFX)**

El valor màxim de 0,0332mm s'identifica en la mateixa zona que la hipòtesis anterior. A més es poden veure aquestes deformacions en la direcció longitudinal del vehicle, donant com a resultat desplaçaments en els dos arcs de seguretat.

El valor de Von Mises màxim es troba en el node superior esquerre de l'arc de seguretat, amb un valor de 3,35MPa, que es pot considerar un valor menyspreable, d'altra banda també podem veure petites concentracions de tensions en altres nodes de l'estructura on s'uneixen varies barres.

#### 2.2.8. Prova reglamentada: Arc principal I

Aquest és un dels assaigs requerits per la FIA per tal de garantir el correcte funcionament de l'arc de seguretat en aquest tipus de vehicles.

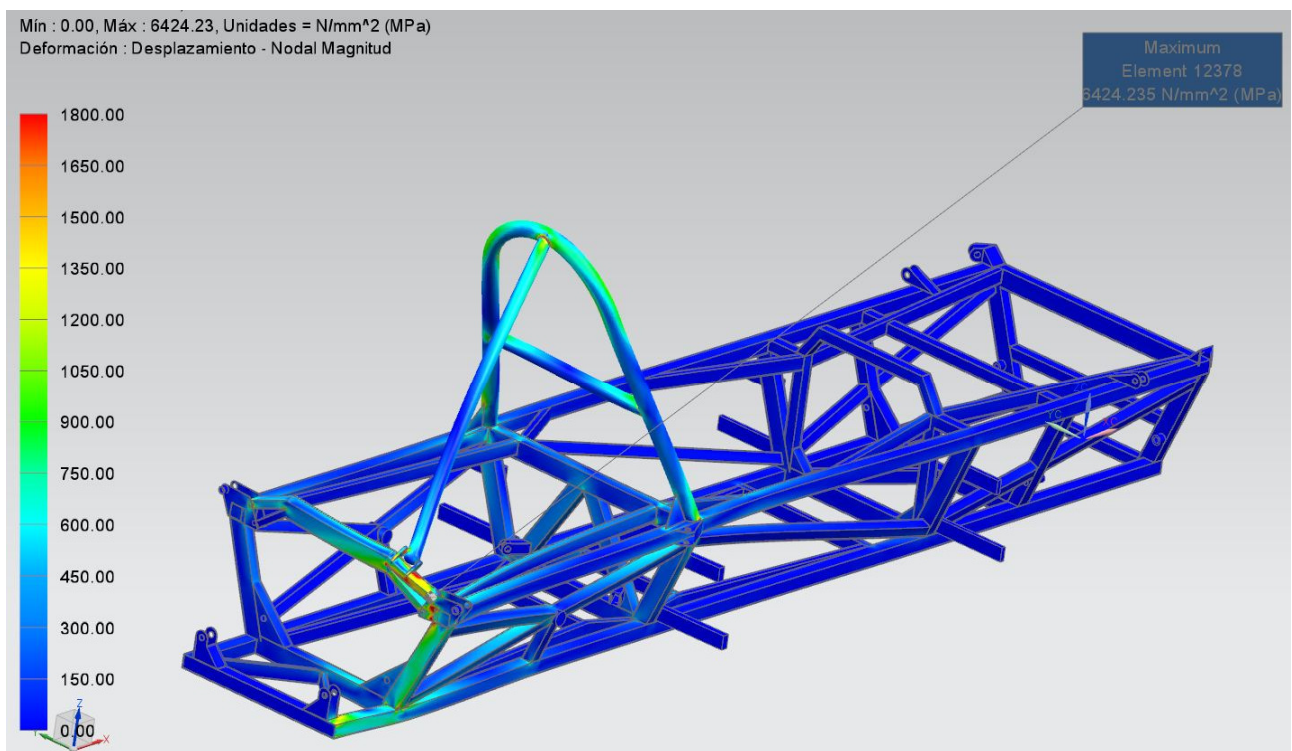
Aquesta simulació ens obliga a aplicar unes carregues equivalents a 12 KN lateralment, 45KN longitudinalment en direcció posterior i 60 KN en la direcció negativa del vector vertical. La càrrega s'ha d'aplicar en el punt més alt de l'estructura mitjançant una placa plana, que es representa amb un tall equivalent a la cara sotmesa i perpendicular al eix d'aplicació de cadascuna de les forces.

Per el que fa les restriccions, el xassís ha de estar recolzat sobre una placa plana (limitar desplaçament en l'eix Z) i subjectat a través de les fixacions del motor i calçat de forma que no incrementi la resistència de l'estructura en front a les carregues.

En aquesta prova, al exercir forces molt grans, ja esta comprés assolir deformacions i tensions per sobre del límit del material, és per això que s'ha de prendre amb precaució els resultats obtinguts en aquestes simulacions, ja que el programa , lògicament, continua treballant amb els valors preestablerts del material, tot i que aquest ja hagi superat àmpliament els seus límits de ruptura.

#### 2.2.8.1. Resultats xassís Selex STIII

A continuació es poden observar els resultats gràfics de d'anàlisis, mostrant les tensions de Von Mises per elements estructurals (fig. 82) i els desplaçaments soferts per l'estructura degut a les sol·licitacions (fig. 83).



**Figura 82. Estat de les tensions Von Mises per sol·licitacions normatives sobre l'arc (STIII)**

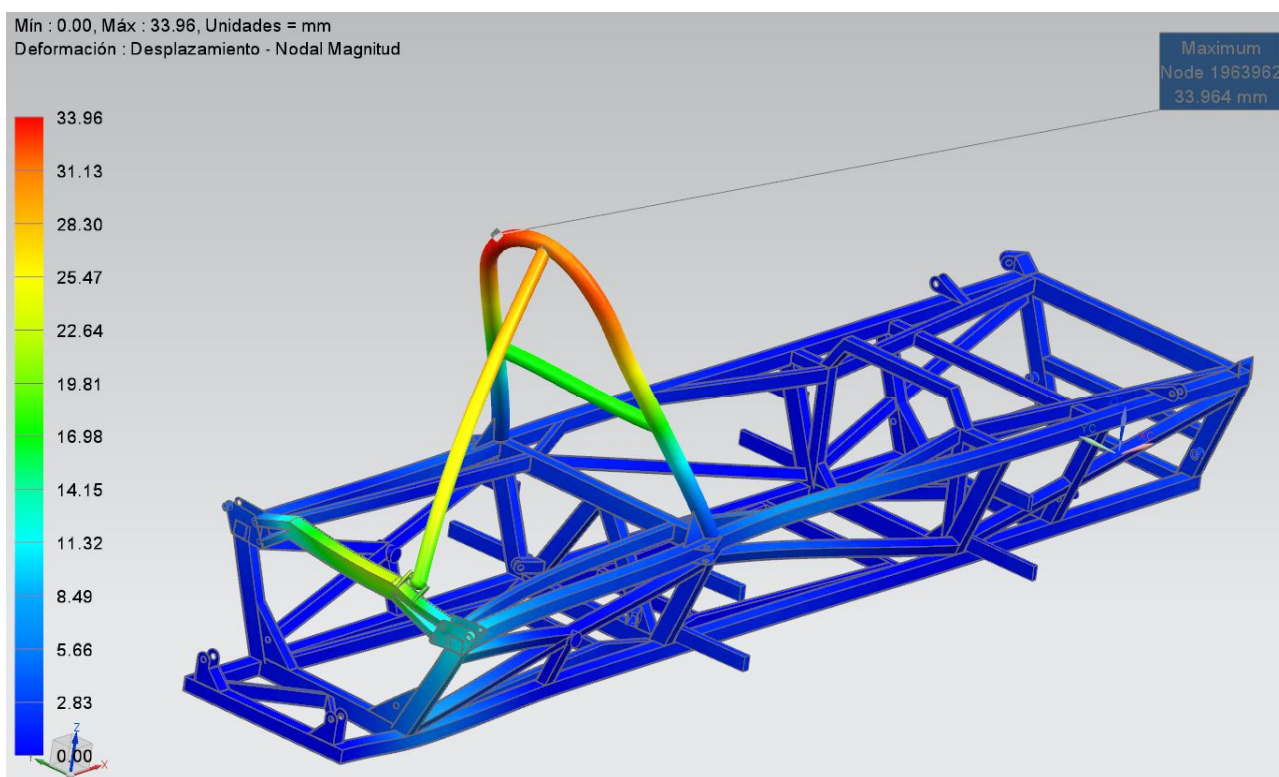
En la figura 82 es pot observar que, al aplicar les forces sobre la part superior del arc, i al aquest estar inclinat lleugerament respecte la vertical, les forces s'acumulen sobre el tirant de reforç i es traslladen en gran mesura al suport de fixació posterior, on apareixen les concentracions de tensions més grans. També es veuen afectats en gran part la zona superior del arc i el reforç esquerre del mateix, degut a la no posició simètrica del tirant i l'efecte de la força lateral.

Com s'ha comentat en la introducció d'aquest apartat, les tensions obtingudes son totalment irrealitzables, amb un valor crític de 6424 MPa, més de 10 vegades superior al limita de ruptura i amb molts punts de l'estructura per sobre del valor del límit elàstic.

Per el que fa als desplaçaments, es pot observar que els valors màxims es troben principalment a la zona superior de l'arc, situació evident, degut a que és la zona més allunyada de les zones de fixació i a on s'han



aplicat les forces. Al contrari que les tensions, els desplaçaments no es veuen traslladats en augment sobre les barres transversals posteriors, però igualment aquests reben uns valors més que considerables, superiors als 10 mm.



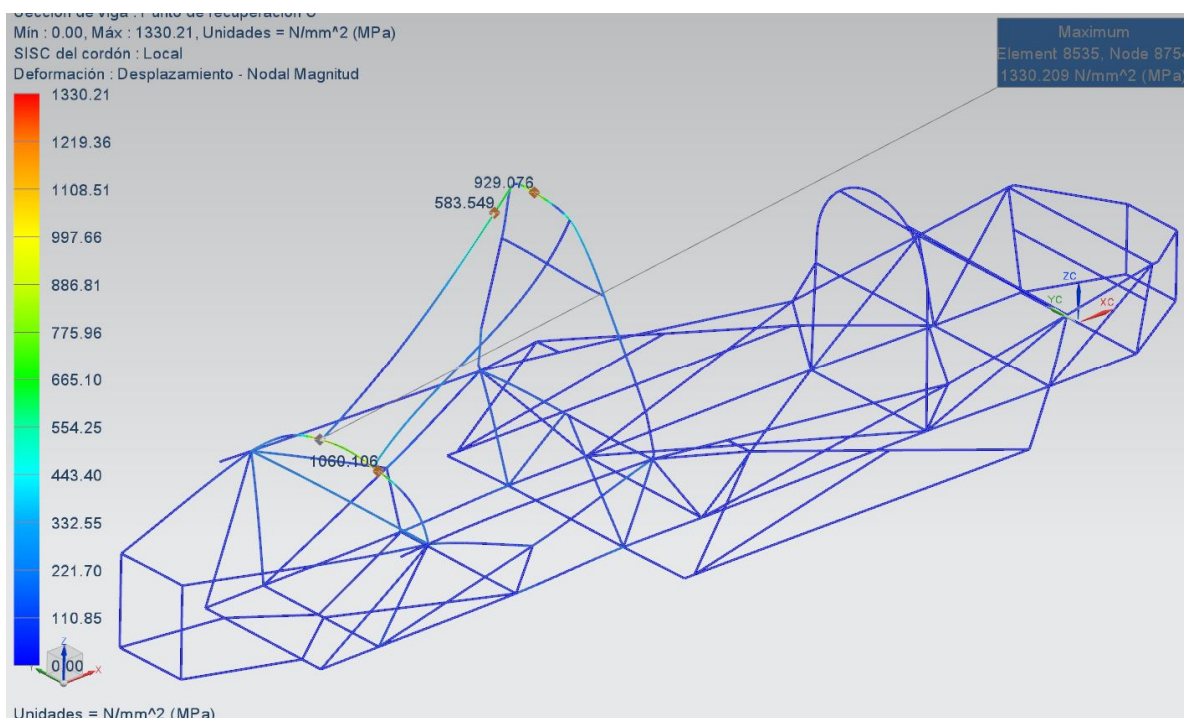
**Figura 83. Diagrama de desplaçaments per la prova reglamentada sobre l'arc principal (STIII)**

Per tant, els valors obtinguts en aquesta simulació per part del programa, adquireixen un valor màxim de 33,96 mm de magnitud combinada en la part superior de l'arc de seguretat i uns desplaçaments superiors als 15 mm en l'eix Z. Si prenem com a base els valors màxims que permet la normativa (50 mm en qualsevol dels tres eixos, i 100 mm la falla estructural combinada), el xassís passaria la prova, però tenint en compte els resultats de tensions obtinguts i que el model està treballant per sobre dels límits de ruptura degut a que es tracta d'un anàlisi lineal, és probable que els resultats reals fossin molt pitjors, col·lapsant l'estructura i obtenint uns desplaçaments encara més grans, sinó trencant varies barres, per tant seria lògic definir que el xassís no superaria els objectius de la prova ja que trencaria, segons els resultats obtinguts mitjançant el mètode informàtic utilitzat.

Cal destacar la nul·la exageració del model de deformacions, ja que en valors absoluts es veuen clarament les deformacions sofertes per el monoplaça degut als grans desplaçaments adquirits per el xassís.

#### 2.2.8.2. Resultats xassís prototip

Ens trobem davant la sol·licitació normativa més restrictiva de totes, com s'ha pogut veure en el cas del xassís original, degut a que les forces que entren en joc en la prova són l'equivalent a una aplicació d'una força equivalent a l'aplicació d'una única càrrega de 7,75tn. A continuació es troben les figures que representen els resultats gràfics per les tensions de Von Mises (figura 84) i de desplaçaments (figura 85).



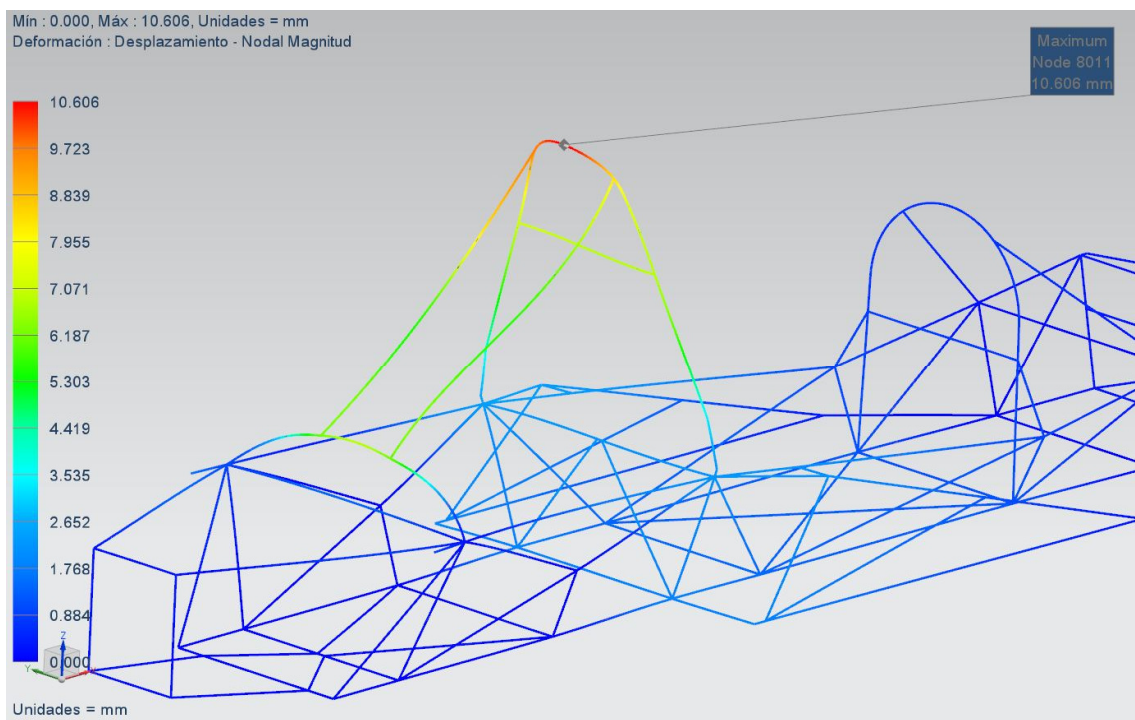
**Figura 84. Estat de les tensions Von Mises per sol·licitacions normatives sobre l'arc (PFX)**

Veiem que les tensions màximes són molt altes, molt per sobre del valor de ruptura del material, amb una tensió de Von Mises màxima de 1330,21MPa, aproximadament el doble del que podria suportar la barra, per tant és molt possible que alguna part de l'estructura col·lapsi, provocant fallides estructurals.

D'altra banda, com en el cas del xassís original, la majoria de les tensions es traslladen al llarg dels tirants fins la barra inferior, on en la unió amb el tirant esquerre, és troba la tensió màxima, ja que la força transversal va en aquesta direcció, en canvi, podem veure que al tractar-se d'una barra plegada, aquesta reparteix millor els esforços al llarg de la mateixa i a través de les unions cap a barres solidaries

En referència a l'arc de seguretat en sí, només rep tensions excessives en la zona d'aplicació de la carrega, ja que els valors obtinguts en les barres inferiors són menors al límit elàstic del material .

Pel que fa a les deformacions, es pot observar que els valors màxims es troben principalment a la zona superior de l'arc, situació evident, degut a que és la zona més allunyada de les zones de fixació i a on s'han aplicat les forces, però, al contrari que en el cas anterior, els valors més grans de desplaçaments tenen lloc en els vectors Z i Y. Els valors en Y són proporcionalment els més grans, per tant significa una deficiència de disseny alhora de suportar aquests desplaçaments. Per últim, s'observa que la barra de recolzament inferior té tendència a retorçar-se cap enrere, provocant més desplaçaments en la direcció X.



**Figura 85. Diagrama de desplaçaments per la prova reglamentada sobre l'arc principal (PFX)**

Podem concloure, com en el cas homònim, que l'estructura no suportar   les carregues, tot i que el valors obtinguts pel programa en quan a desplaçaments són més que correctes, però al treballar per sobre dels valors lineals de deformació elàstica, incl  s de trencament,   s lògic dir que l'estructura col  lapsa.

Per falta de temps, no s'han pogut buscar soluci  ns practiques a aquest problema, encara que tècnicament existeixen varies mesures per millorar-lo. Veient els resultats de les proves, una de les soluci  ns m  s vàlides sembla augmentar el gruix de paret (3 o 3,5 mm), tant de l'arc principal, com de la barra inferior i, incl  s els tirants. Un altre hipòtesis de millora seria re-dissenyar la part on es subjecten els tirants, tractant de millorar l'absorció i distribució dels esforç  s cap a barres confrontants. Per últim, es podrien canviar la posició dels tirants per tal de que absorbissin m  s esforç  s, però aquesta idea està molt limitada per la posició del motor.

Per tant, com en el cas del altre xassís, aquesta prova no és superada.

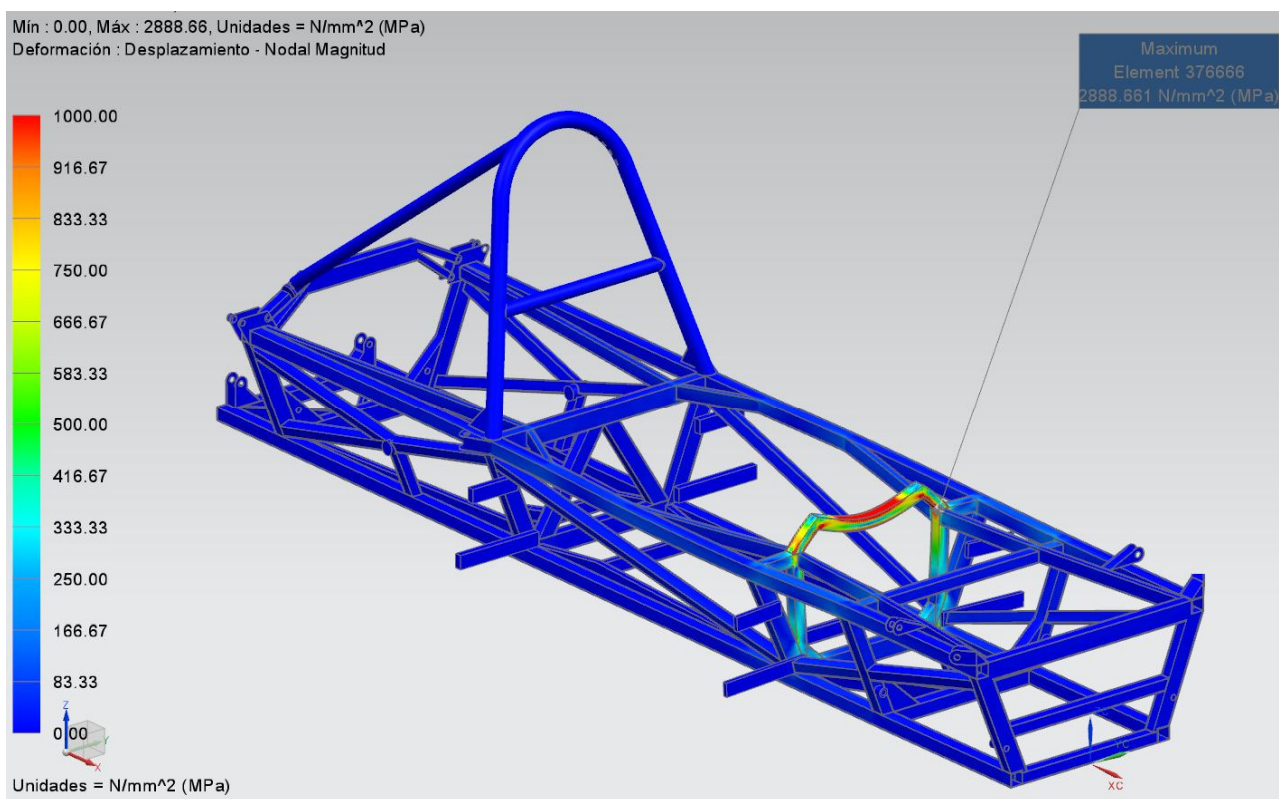
### 2.2.9. Prova reglamentada: Segon arc de protecció

Per portat a terme aquesta prova marcada per la normativa de la FIA, l'arc de protecció secundari, situat per davant del volant, ha de sotmetre's a una sol  licitud de 75KN en direcció vertical. Amb aquesta prova, la normativa vol assegurar unes funcionalitats de seguretat mínimes per l'arc.

La càrrega s'aplicar   d'igual forma que en les probes, anteriors, simulant una placa en la part més elevada de l'arc. I subjectant el xassís per els suports del motor, descansant sobre una placa plana.

### 2.2.9.1. Resultats xassís Selex STIII

En la següent figura (fig. 86) podem veure els resultats gràfics per les tensions de Von Mises.



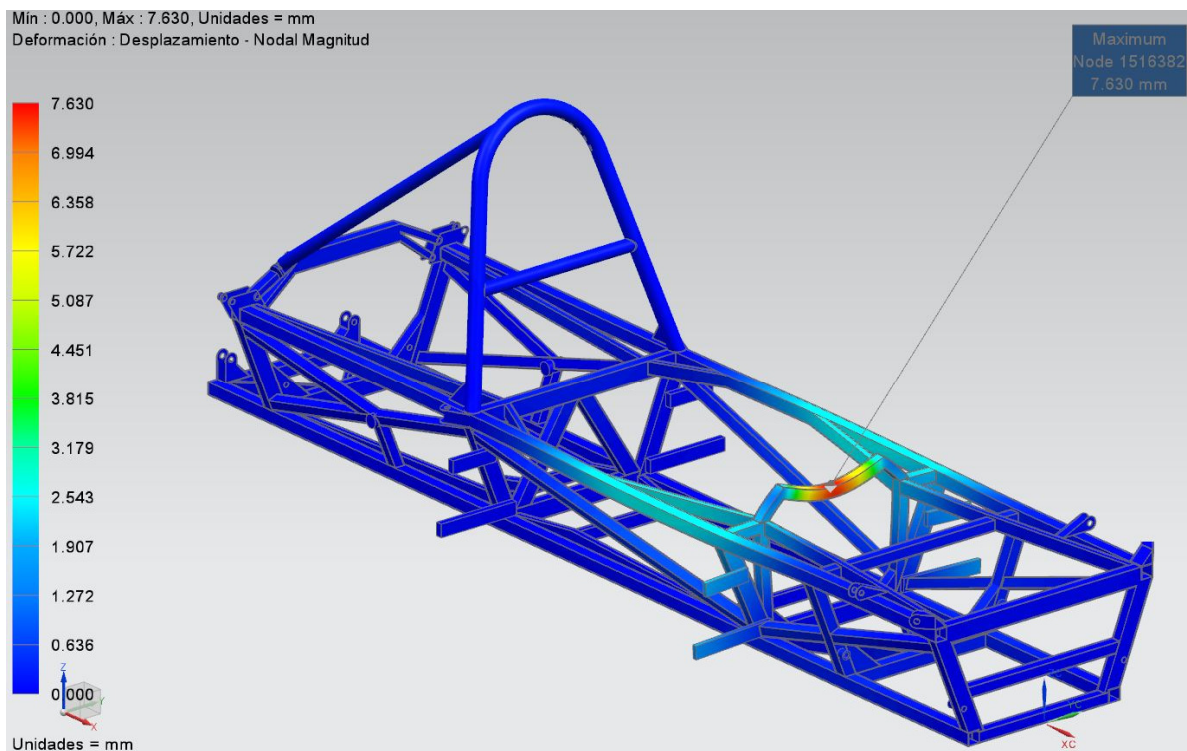
**Figura 86. Estat de les tensions Von Mises per la prova reglamentada sobre l'arc secundari (STIII)**

Com en el cassos anteriors de sol·licitacions sobre el arc principal. Les simulacions sobre el segon arc de protecció donen resultats significativament superiors als límits del material, en aquest cas un valor crític de 2882,67 MPa, en una de les unions entre barres del xassís.

En aquest cas, les tensions es reparteixen principalment per les barres que formen aquest arc, reben la pitjor part la barra més superior, i sobrepasant en molts cassos els 1000 MPa. Per el que fa la resta de l'estructura, no rep tensions de manera alarmant, ja que al ser una unió en angles relativament rectes, les tensions es traslladen principalment al llarg de les barres verticals i es concentren les tensions en les arestes, al contrari del que passaria amb una protecció en forma de arc. Les tensions fora de les barres principals en cap cas superen el límit de ruptura del material.

Per el que fa a desplaçaments (figura 87), aquests es concentren en la part central del arc, casi integrament en la direcció del eix Z, arribant fins un valor màxim de 7,63 mm. També s'observen desplaçaments en les barres laterals del habitacle.



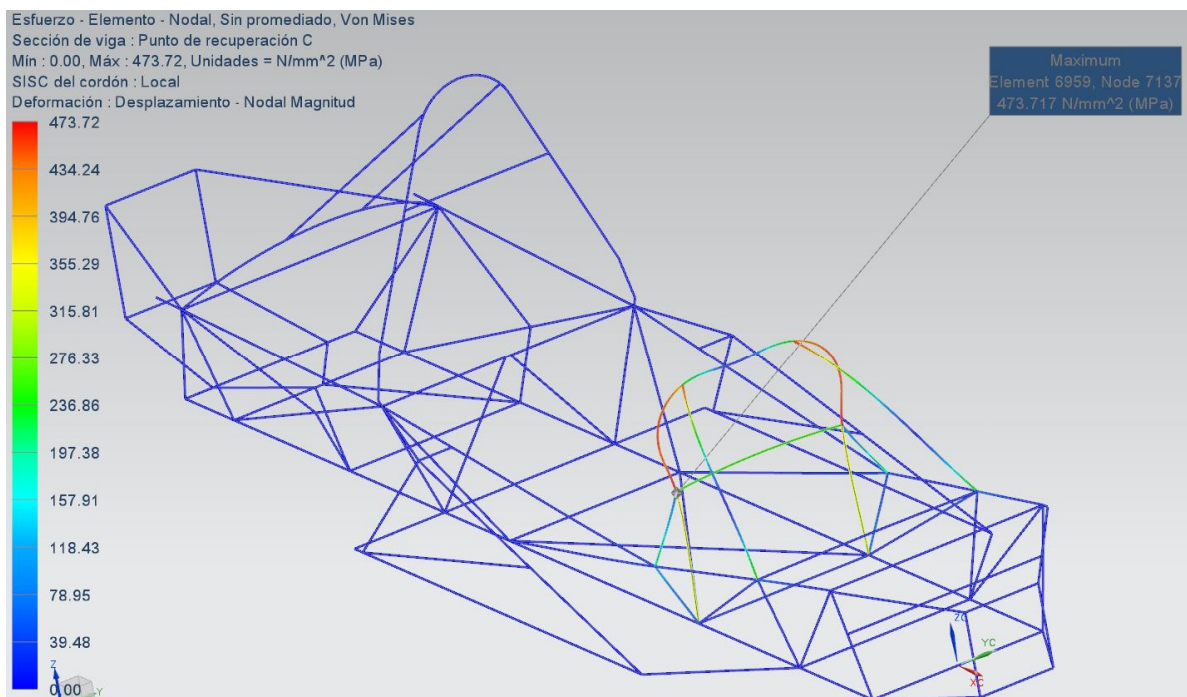


**Figura 87. Diagrama de desplaçaments per la prova reglamentada sobre l'arc secundari (STIII)**

Com en el cas de l'arc principal, no podem concloure en que els resultats, tot i ser més reduïts, compliran les estrictes normes marcades per la FIA, per el qual seria necessari realitzar les proves sobre un model real, encara que el més probable és el col·lapse de l'estructura.

#### 2.2.9.2. Resultats xassís prototip

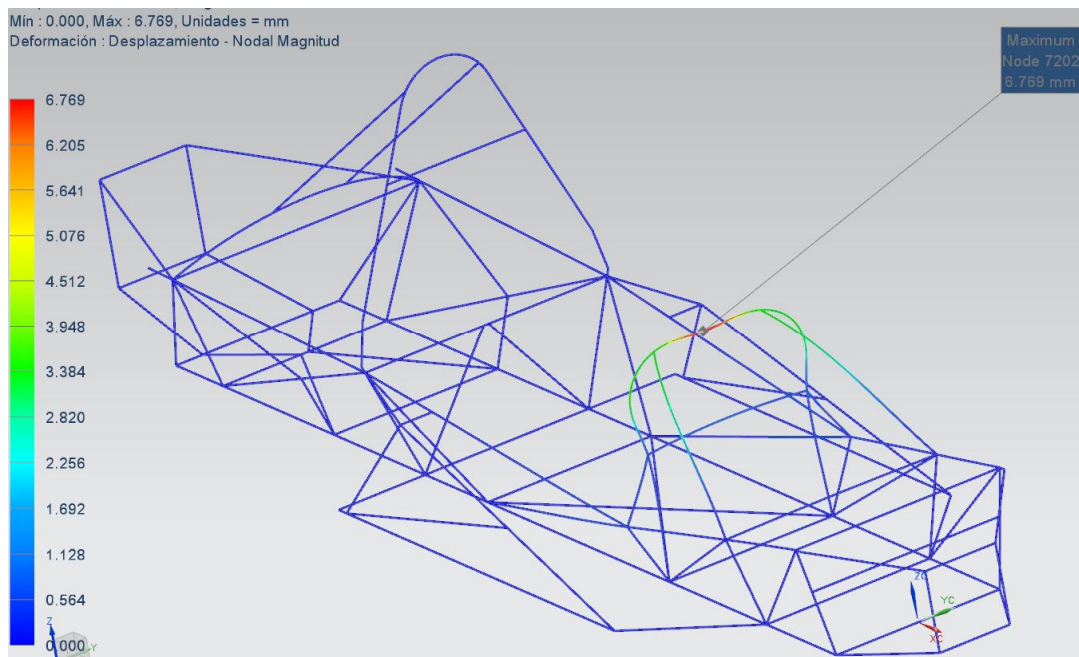
A continuació es mostren els resultats obtinguts per les tensions de Von Mises en el xassís optimitzat:



**Figura 88. Diagrama de tensions Von Mises per prova sobre l'arc secundari (PFX)**

Com es pot observar, en aquest cas, els valors de tensions màxims obtinguts superen el límit elàstic (350MPa), però no arriben en cap moment a sobrepassar la resistència de ruptura que és de 490MPa, per tant en aquest cas, els resultats obtinguts en aquest anàlisi lineal si que es poden donar com a bons.

El valor de Von Mises màxim és de 473,72MPa i es troba en els nusos d'unió superiors del arc, gràcies al nou disseny en forma d'arc, la forma triangular que formen les barres laterals i a la incorporació dels tirants davanters, la força aplicada es distribueix millor al llarg de l'estructura, i ara podem veure com la concentració de tensions en la barra que suporta la força és menor que en el xassís original, rebent també tensions les barres laterals, els tirants o el reforç central.



**Figura 89. Diagrama de desplaçaments per prova sobre l'arc secundari (PFX)**

Per el que fa a desplaçaments, com és lògic el centre del arc és la zona més castigada, sofrint unes deformacions totals de 6,769mm, majoritàriament definides en la direcció vertical. També són considerables els desplaçaments obtinguts en els tirants o la deformació de l'estructura en la direcció Y, que arriba fins a valors properes als 3mm. Tenint en compte que la normativa permet deformacions per fallada estructural de fins a 50mm, es pot concloure que aquesta hipòtesis de càrrega es superada.

## 2.2.10. Prova reglamentada: Càrrega lateral en protecció frontal

Seguint amb la normativa, en aquest cas hem d'assegurar una bona unió entre la zona de l'habitable i l'estructura dissenyada per absorbir impactes.

L'assaig consisteix en aplicar un força horitzontal transversal de 30000N sobre un dels costats de l'estructura destinada per absorbir impactes. La força ha d'aplicar-se amb una placa rectangular de 300x100 mm i a una distancia de 400 mm per davant del eix anterior. Per les subjeccions, aquestes es realitzaran per la part del habitacle.

En aquest cas, aquesta prova només es realitzarà sobre el xassís prototip, ja que el F1430 no disposa de cap tipus de protecció frontal contra impactes.



### 2.2.10.1. Resultats xassís prototip

A continuació es poden observar els resultats gràfics de d'anàlisis, mostrant les tensions de Von Mises per elements estructurals (fig. 90) i els desplaçaments soferts per l'estructura degut a les sol·licitacions (fig. 91).

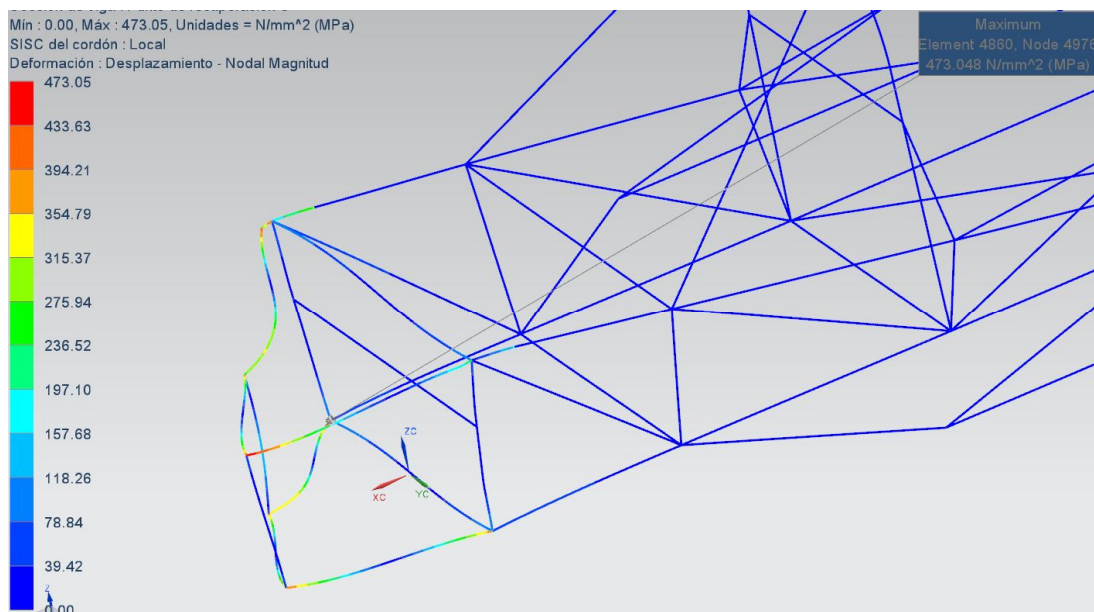


Figura 90. Diagrama de tensions Von Mises per la prova 10 (PFX)

Es pot apreciar com els valors màxims de Von Mises es concentren als nusos i els seus voltants, obtenint el valor màxim en el punt inferior en el costat on s'apliquen els esforços, amb un valor de 473,05MPa, això vol dir que el material treballarà en la zona plàstica, però sense arribar a fallar (490MPa). Les tensions que reben les 2 barres transversals que formen el quadrilàter frontal, en canvi, no són molt altes, ja que treballen amb un angle de 90° respecte la força aplicada, treballant a compressió i principalment, traslladen els esforços a les altres dues barres que treballen també flexionades amb grans esforços. També s'aprecia que les tensions sobre la zona del habitacle no son molt altes, únicament en les barres superior, ja que es troben a prop dels nodes per on s'ha fixat l'estructura.

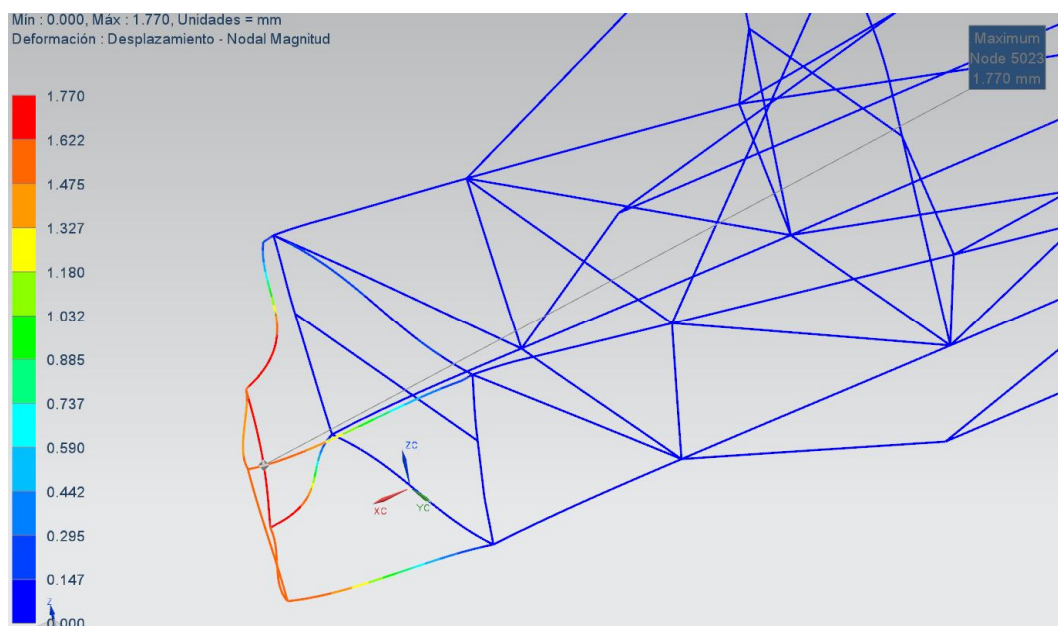


Figura 91. Diagrama de desplaçaments per la prova 10 (PFX)

En el cas dels desplaçaments, obtenim valors tècnicament alts, ja que l'estructura no està pensada per ser extremadament rígida, sinó per absorbir energia en cas d'impacte i per això no està molt reforçada. Com es pot veure a la figura anterior, l'estructura frontal es desplaça transversalment, flectant sobre les barres on s'aplica la força. El valor de desplaçaments màxim és de 1,77mm, que com ja hem dit, no és preocupant per el funcionament d'aquesta defensa.

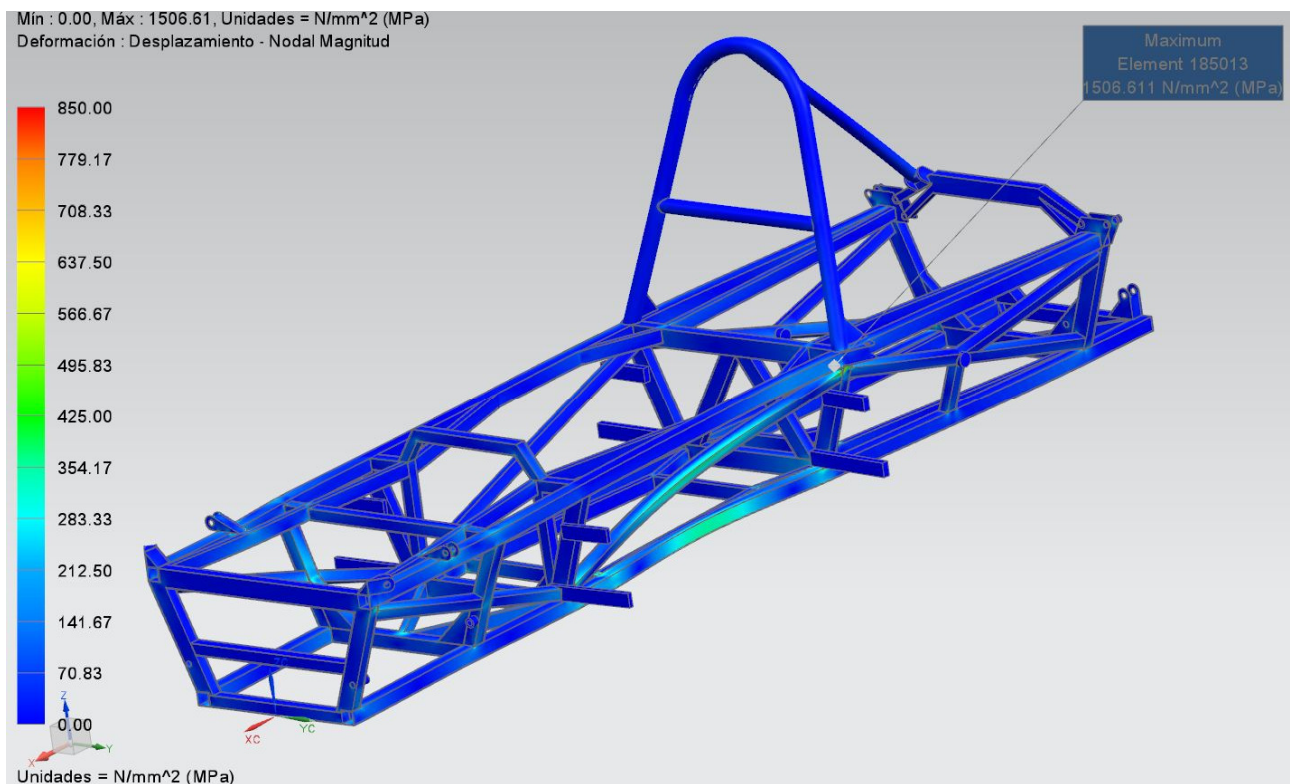
### 2.2.11. Prova reglamentada: Resistència bastidor tubular I

Les següents proves, són un conjunt d'assajos obligats per la normativa de la FIA, per tal d'assegurar la resistència del bastidor tubular, principalment pensant en assegurar la integritat de la zona del habitacle en cas d'accident.

El primer test, consisteix en aplicar una càrrega horitzontal en direcció lateral de 20kN sobre la zona del habitacle, exactament sobre la zona on estigui collada la banda abdominal del arnés de seguretat. La força s'ha d'aplicar simulant una placa plana de 300x100 mm, al centre de la superfície i seguint la forma de l'estructura, per fer-ho s'utilitza el sistema de tallar la secció equivalent sobre la/les barra/es adjacents. El xassís es subjectarà de forma sòlida però sense alterar els resultats de la prova, alhora que descansa sobre una placa plana (desplaçaments en Z limitats)

#### 2.2.11.1. Resultats xassís Selex STIII

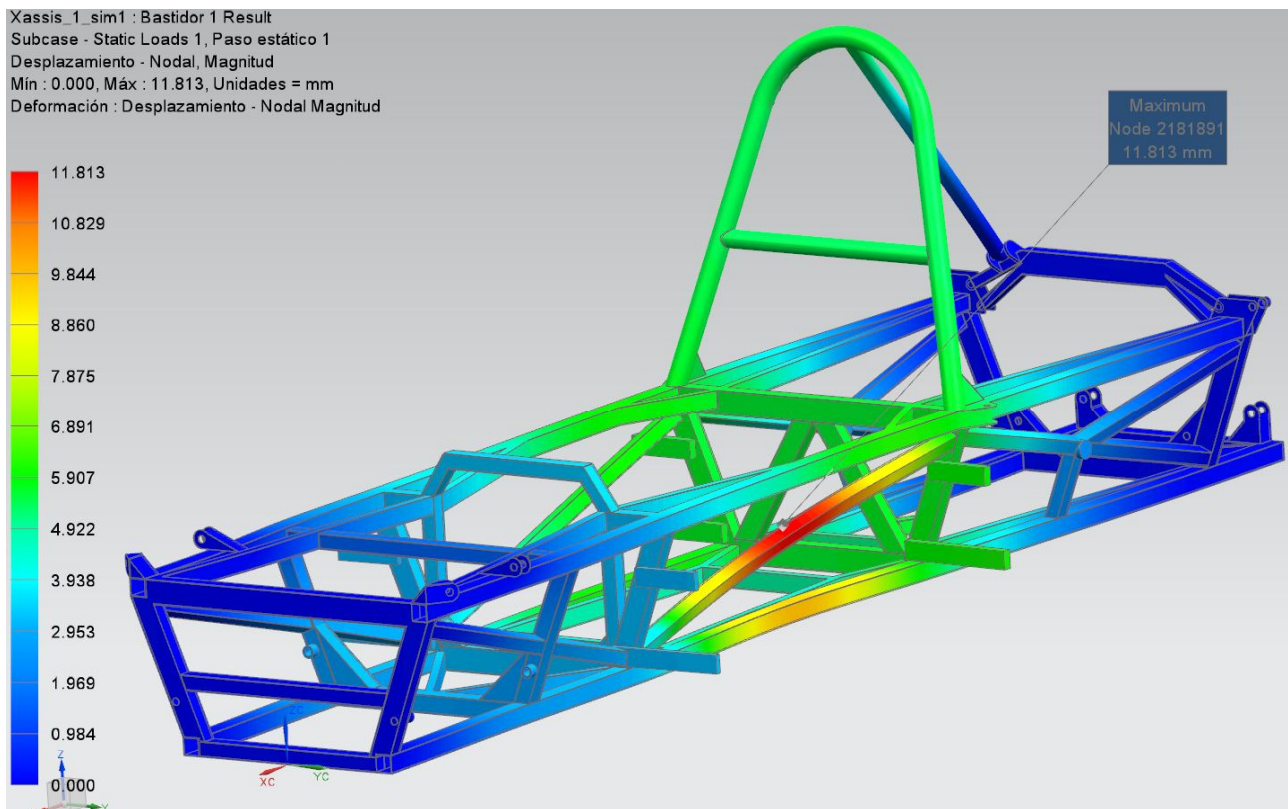
Seguidament podem observar els resultats gràfics obtinguts de la simulació, en les que es mostren les tensions de Von Mises (figura 92) i els desplaçaments que provoquen la sol·licitació exposada (figura 93).



**Figura 92. Estat de les tensions Von Mises per la prova de resistència del bastidor I (STIII)**

Com es pot observar, les barres sobre les que s'ha aplicat la força lateral són les més tensionades, principalment les unions interiors, on la concentració de tensions són molt altes, arribant a valors de 1506,61 MPa, degut a la plastificació de les unions. La resta d'elements estructurals treballa en valors propers al límit elàstic del material

Per el que fa a desplaçaments, com es veu en la figura 93, les màximes deformacions tenen lloc al centre de la barra de protecció diagonal, degut a la seva longitud entre unions i que és la barra que rep més càrrega. El desplaçament màxim és de 11,813 mm, per lo que la integritat de la barra en qüestió no esta assegurada. També s'observa que tota l'estructura tendeix a vinclar respecte l'eix transversal, menys les zones dels encoratges, ja que és on s'han aplicat part de les condicions de contorn.



**Figura 93. Diagrama desplaçaments per la prova de resistència del bastidor I (STIII)**

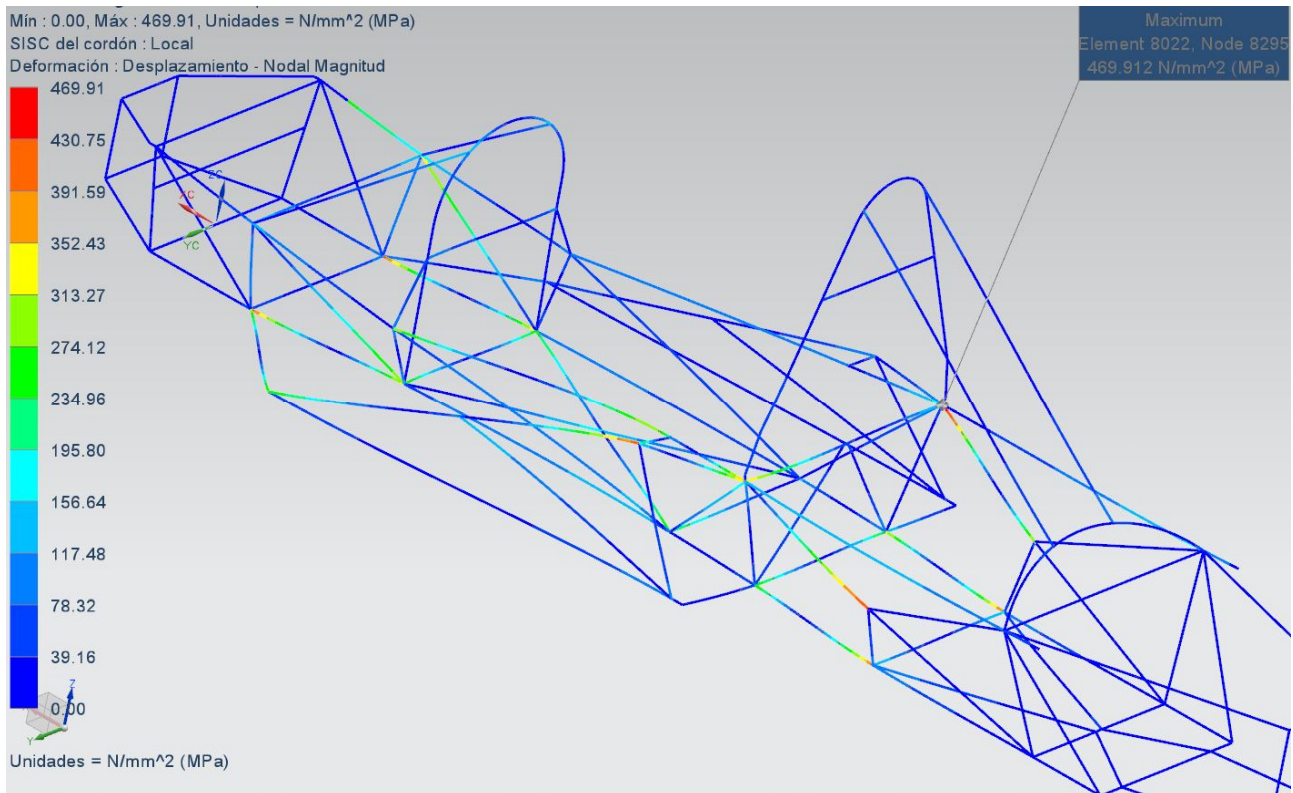
Llavora'ns, tenint en compte que la normativa ens marca una deflexió màxima en les superfícies internes del bastidor tubular de 20 mm, els resultats serien acceptables, però degut a les concentracions de tensions en alguna unió, es possible que existissin fallades estructurals greus, sobrepassant la deformació plàstica màxima de 1 mm que mana la normativa o provocant fallades estructurals greus en el bastidor.

### 2.2.11.2. Resultats xassis prototip

En aquesta prova, amb forces transversals aplicades sobre el xassis, les millores de disseny aplicades, com la incorporació de les defenses laterals o la disminució de distàncies entre recolzaments, fan augmentar en gran mesura la rigidesa del bastidor tubular, alhora que protegeixen els dipòsits en front a possibles impactes.



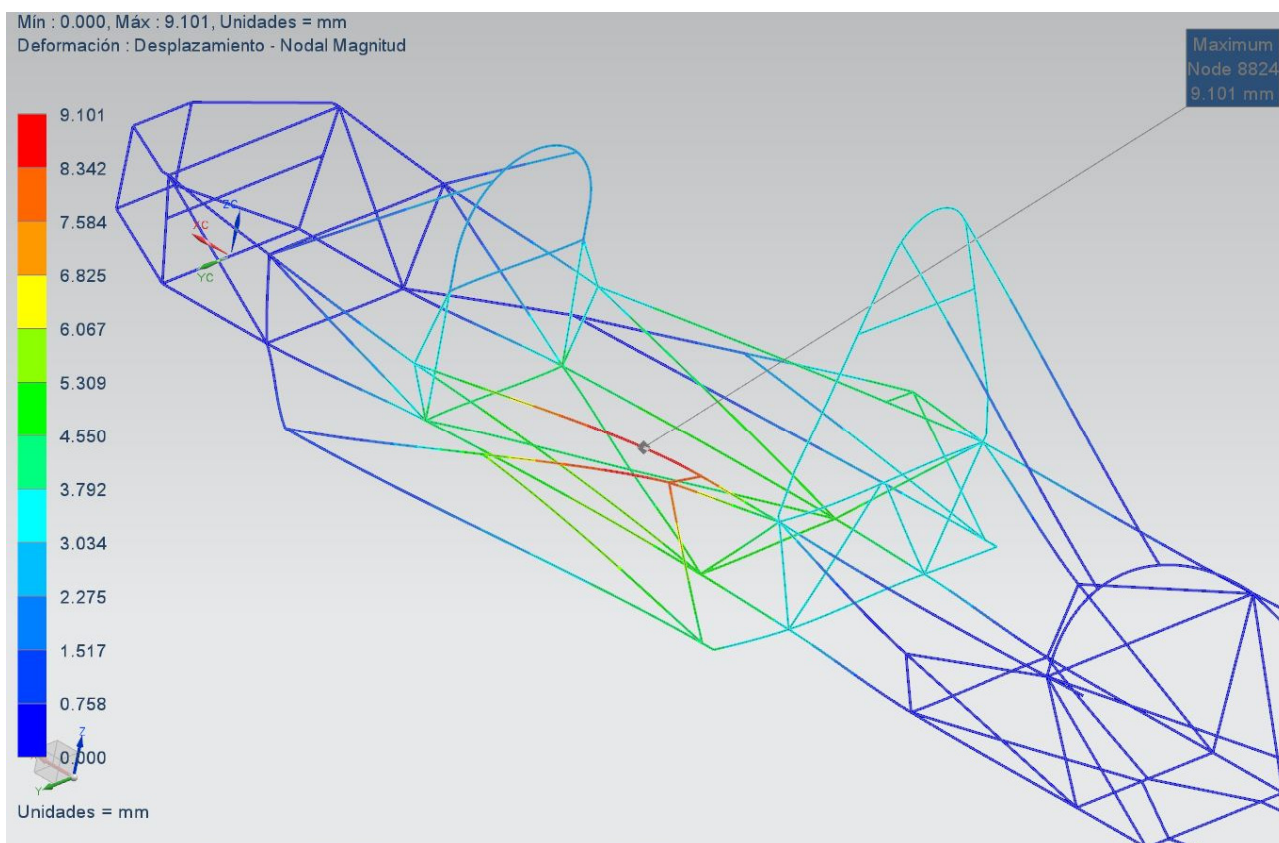
Per el que fa a les tensions de Von Mises (fig. 94), els valors més grans es reparteixen al llarg de les unions que formen les diferents barres longitudinals, degut que absorbeixen gran part de les tensions en forma d'axils de tracció o compressió, el valor màxim és de 469,91MPa, en una de les unions amb l'arc de seguretat, encara que el valor està per sobre del límit elàstic, la plastificació d'aquesta unió no afecta la estabilitat i rigidesa estructural del bastidor tubular.



**Figura 94. Diagrama de tensions per la prova 11 (PFX)**

Per el que fa a desplaçaments, com es veu en la figura 95, les màximes deformacions tenen lloc al centre de la barra de protecció a on s'ha aplicat la sol·licitud, degut a la seva longitud entre unions i que és la barra que rep més càrrega. El desplaçament màxim és de 9,101 mm, per lo que la integritat de la barra en qüestió no entra en perill, ja que zona treball per sota del límit elàstic, obtenint doncs deformacions temporals inferiors als 20mm com mana el reglament. També s'observa que tota l'estructura tendeix a vinclar respecte l'eix transversal, menys les zones dels encoratges, ja que és on s'han aplicat les condicions de contorn.

Per tant, tenint en compte els resultats obtinguts i aplicant les restriccions manades per la normativa, podem donar com a correctes els valors obtinguts.



**Figura 95. Diagrama de desplaçaments per la prova 11 (PFX)**

## **2.2.12. Prova reglamentada: Resistència bastidor tubular II**

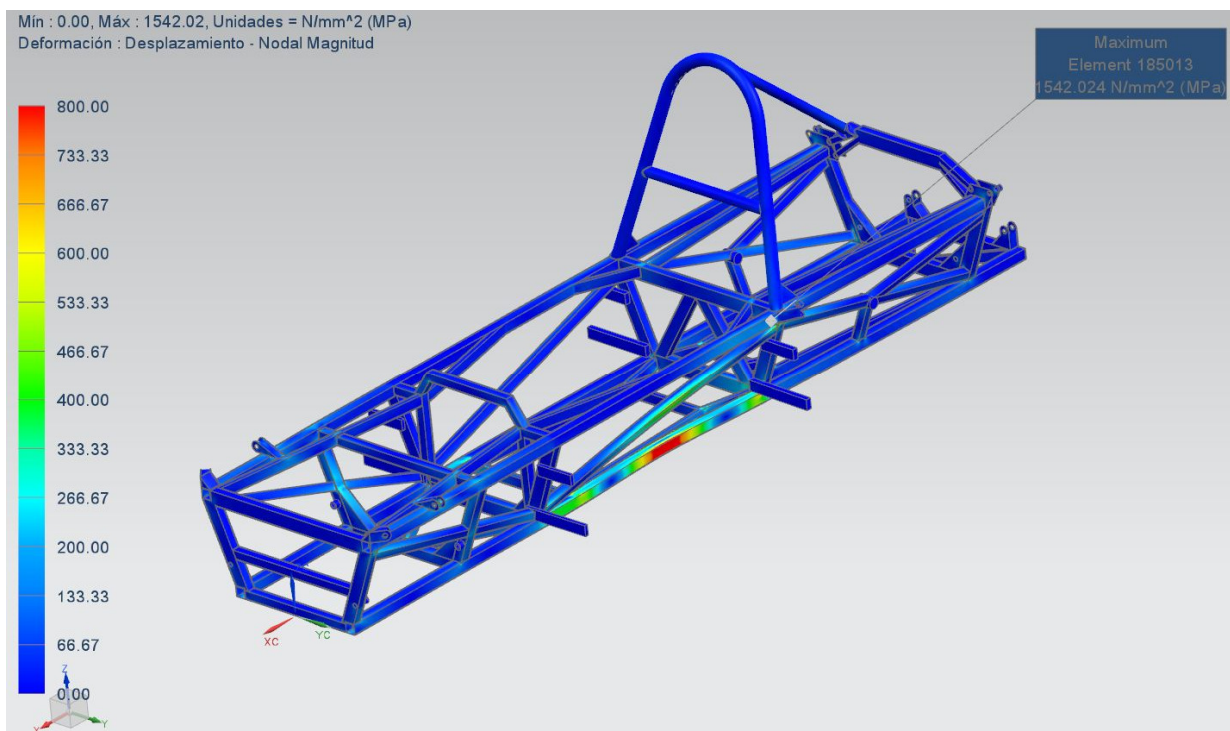
En la segona simulación l  nic que canviar     s la zona d'aplicación de la fòrça, mantenint totes les dem  s condicions de contorn.

En aquest cas la fòrça s'ha d'aplicar sobre la zona del dipòsit de combustible, situant la placa en el centre de la superfície de protección d'aquest. En el cas del F1430, que no incorpora cap protección dels dipòsits, la fòrça s'aplicar   directament sobre l'habitacle, a la distància mit  ja on es trobarien els dipòsits.

### *2.2.12.1. Resultats xassís Selex STIII*

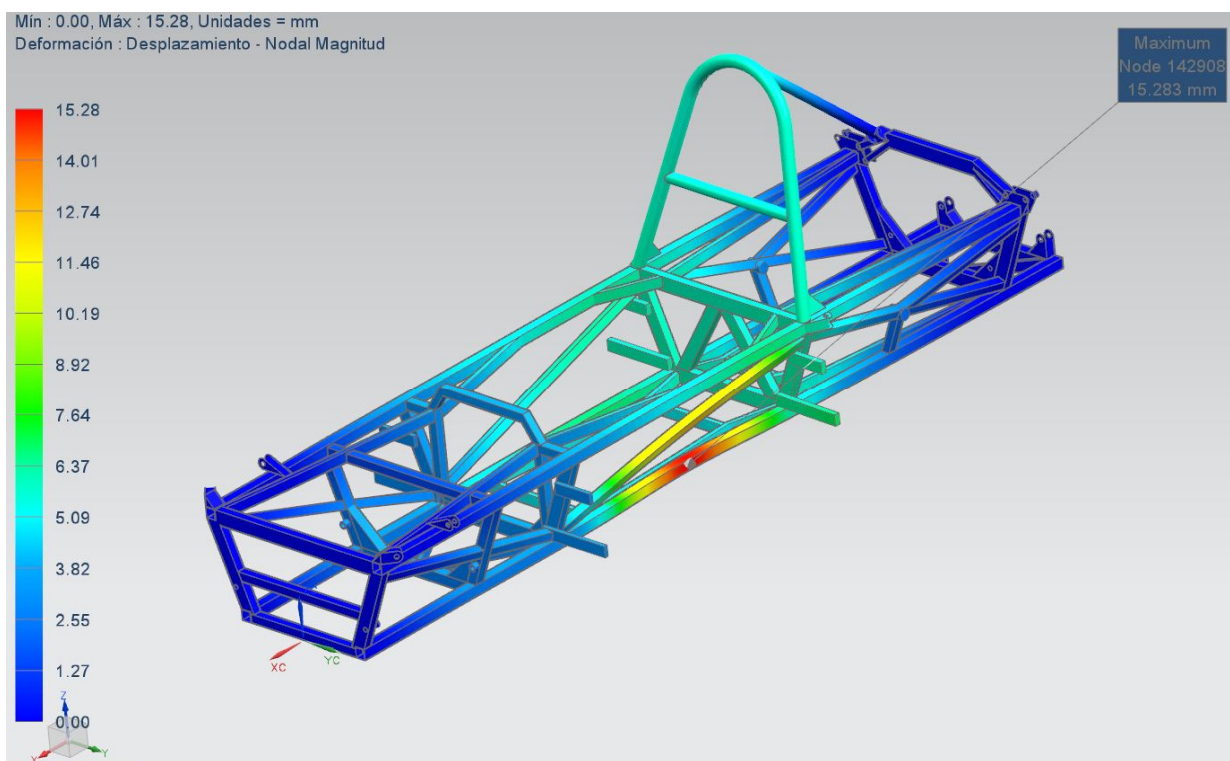
Resultats molt similars a la prova anterior, degut a la falta de proteccions laterals del monoplaça. En aquest cas es veuen amplificades les sol  licitacions al realitzar-se just en el centre de les barres, amplificant sobretot els desplaçaments màxims absoluts per les dues barres inferiors. A continuación podem veure les dues figures que representen els resultats obtinguts.





**Figura 96. Estat de les tensions Von Mises per la prova de resistència del bastidor II (STIII)**

En aquest cas, podem observar que, encara que les tensions màximes es troben en el mateix lloc i amb un valor similar (1542,02 MPa), la barra inferior es veu també més afectada degut a l'aplicació de la força en una zona equidistant. Seguint el mateix patró, es pot observar que s'han traslladat una part de les tensions a la part contrària del bastidor tubular mitjançant una de les barres transversals de reforç, ja que aquesta ara es més propera.



**Figura 97. Diagrama desplaçaments per la prova de resistència del bastidor II (STIII)**

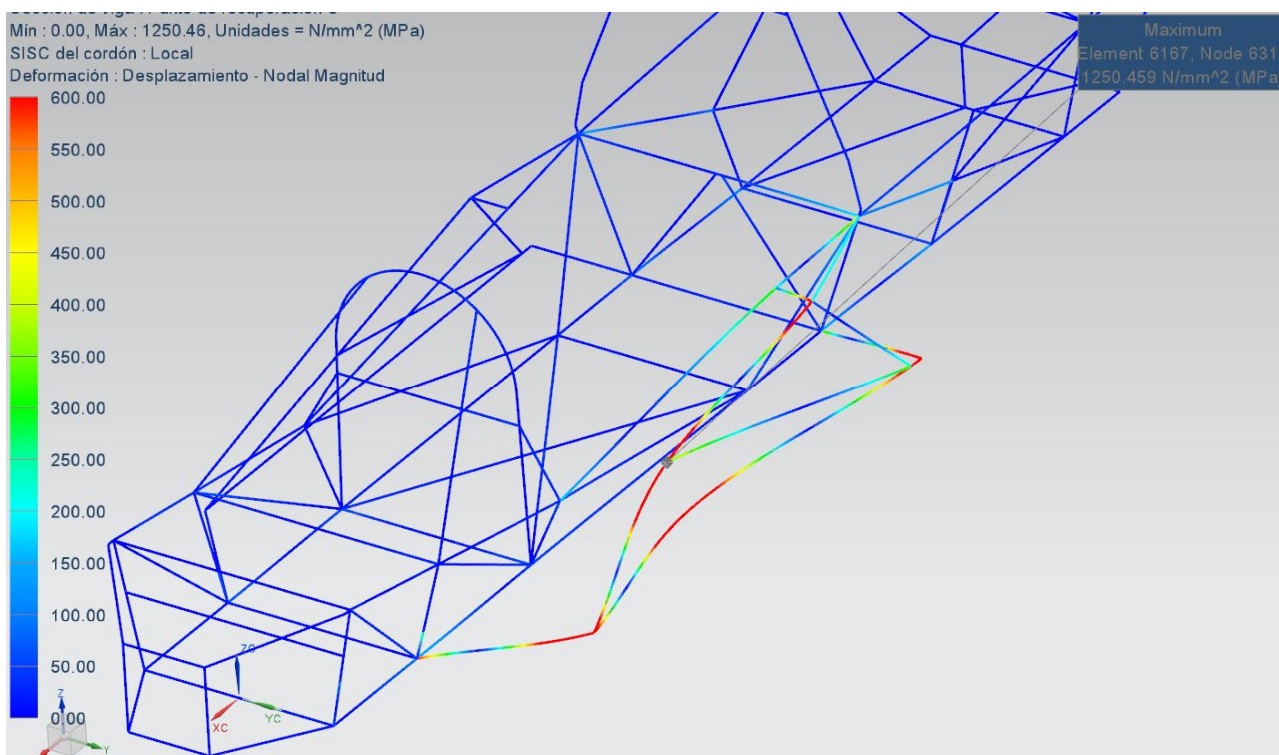
En el cas dels desplaçaments, l'efecte provocat per la posició més centrada de la força es veu encara més ampliada, donant lloc a una deformació màxima en la barra lateral inferior de 15,28 mm. També cal destacar, que en aquesta hipòtesis, el xassís no té tanta tendència a flectar, ja que les dues barres laterals s'emporten una gran part de la deformació total.

Per tant, podem dir que, mitjançant aquest anàlisi estàtic lineal, l'estructura no es capaç de suportar els esforços associats i es molt probable que les barres més sol·licitades arribessin a trencar-se.

### 2.2.12.2. Resultats xassís prototip

En aquesta prova comprovarem la resistència de les defenses laterals incorporades en aquest xassís en front a sol·licitacions transversals, que milloren la resistència i absorció d'energia enfront a xocs i carregues laterals alhora que atorguen una protecció als dipòsits per millorar els aspectes de seguretat.

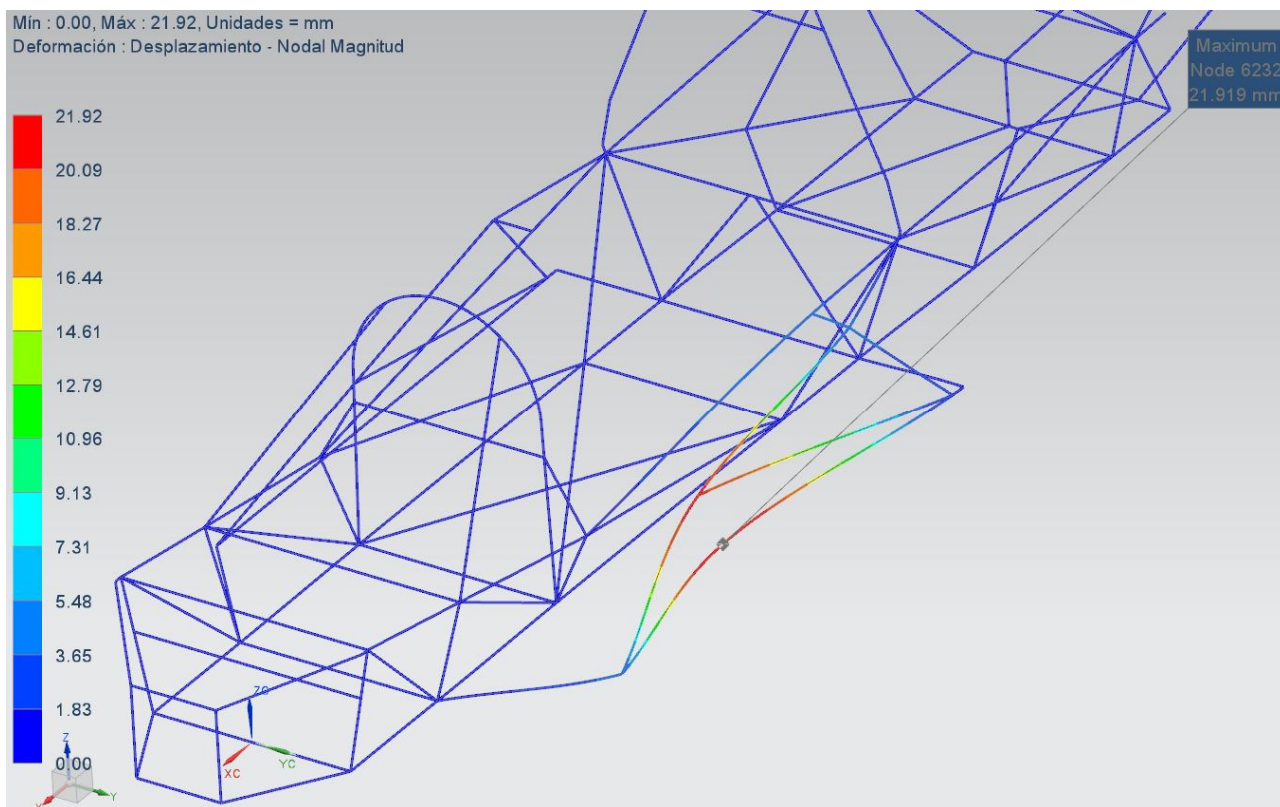
A continuació es mostren els resultats gràfics obtinguts per els esforços de tensions Von Mises (fig. 98).



**Figura 98. Diagrama de tensions Von Mises per la prova de bastidor II (PFX)**

La tensió màxima assoleix, en aquest cas, un valor de 1250,46MPa, en la barra superior de la defensa lateral i les tensions són superior al valor de trencament del material (490MPa) en una gran part de les barres que formen aquesta defensa lateral. Per el que fa a les tensions que arriben a l'estructura que forma l'habitacle del vehicle, es veuen molt reduïdes respecte el cockpit del Selex, ja que els valors oscil·len entre els 200-300 MPa, amb un valor màxim de 421,64MPa

En quant als desplaçaments, aquest ocorren bàsicament en la direcció d'aplicació de la força, amb un valor màxim de deformació de 21,92mm en la barra inferior de la defensa, i resultats similars per totes les barres longitudinals de la protecció. D'altre costat, el cos principal del monoplaça no rep gaires deformacions, amb valors promitjos menors al mig mil·límetre i un màxim de 3,4 mm.



**Figura 99. Diagrama de desplaçaments per la prova de bastidor II (PFX)**

Amb els resultats obtinguts, podem concloure que el disseny d'aquestes defenses laterals no compleixen del tot els objectius proposats alhora del disseny. D'una banda, compleix en gran mesura la funció d'absorbir esforços en cas de xocs, ja que si comprovem els resultats d'energia de deformació resultants de la simulació, l'energia interna acumulada en les barres de la defensa lateral és de l'ordre de 8-10 vegades l'energia mitjana acumulada en la resta de barres de l'estructura que també reben esforços. M'entres que l'objectiu de protegir els dipòsits en front a esforços laterals no és compleix, perquè l'estructura col·lapsa i és molt probable que trenqui. Això es degut principalment a dos coses, primer la gran diferència entre la rigidesa del bastidor i la defensa lateral, a causa, entre d'altres, de la utilització de tubs de perfil més reduït, i, molt correlacionat, les grans distàncies entre unions i la falta de reforços i triangulitzacions en l'estructura.

### **2.2.13. Prova reglamentada: Resistència bastidor tubular III**

Per aquest assaig, la FIA ens demana aplicar la força sobre un pla vertical, situat a la distància mitja entre l'eix davanter i el punt més alt del arc de seguretat principal.

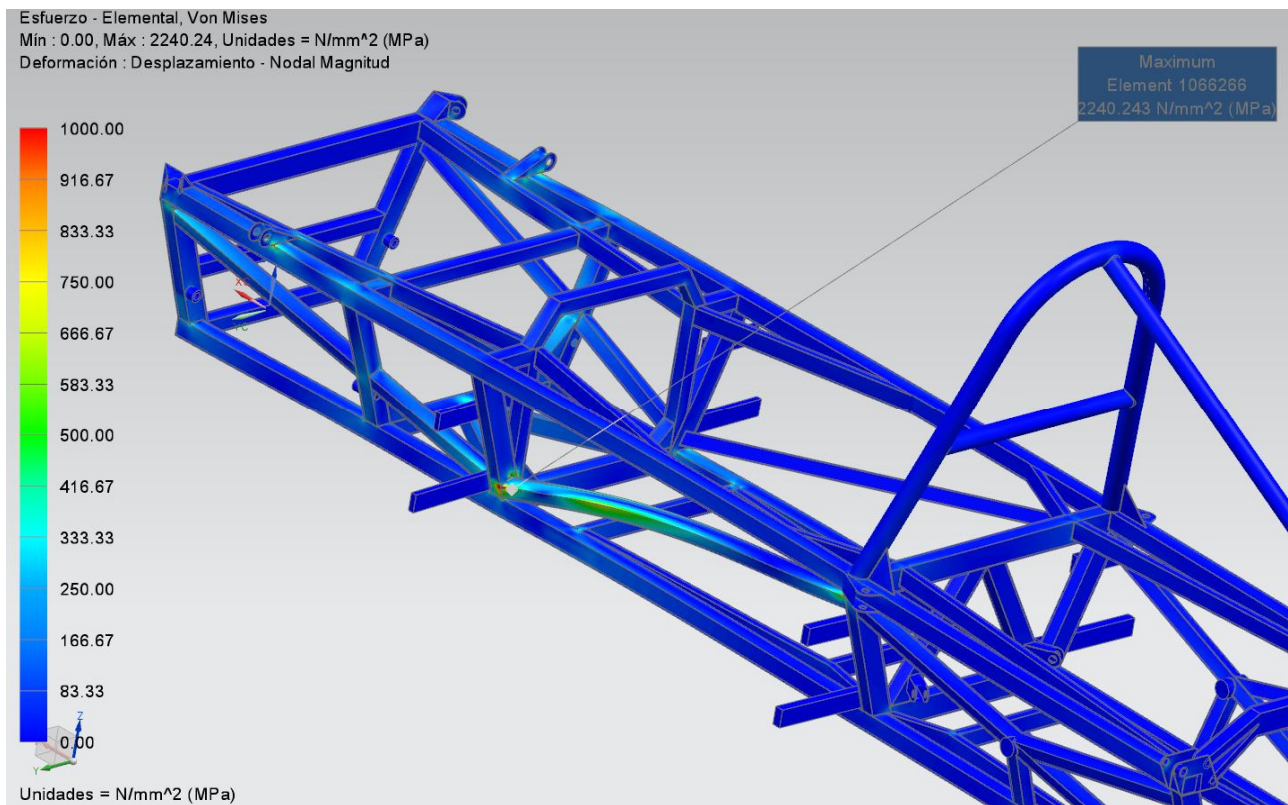
Les condicions de contorn seran les mateixes que en els anteriors dos punts.

#### *2.2.13.1. Resultats xassís Selex STIII*

En el cas del xassís original, aquesta prova torna a quedar de forma molt similar a les dues anteriors, ja que el pla equidistant passa a l'alçada de les dues barres laterals, en una posició lleugerament retardada respecte l'arc de protecció secundari i la normativa específica que l'aresta inferior de la placa plana s'ha de situar en la posició més baixa del bastidor tubular en aquesta secció.



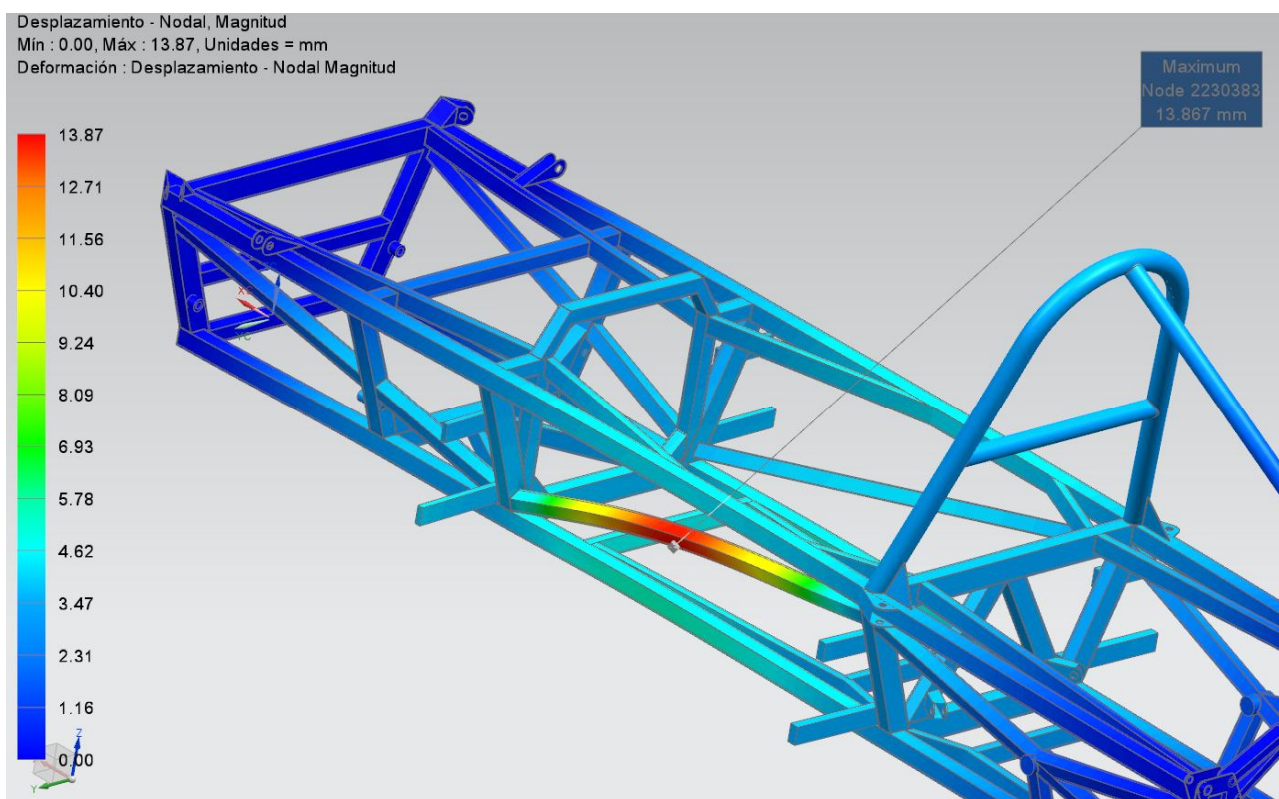
A continuació es poden observar els resultats gràfics de d'anàlisis, mostrant les tensions de Von Mises per elements estructurals (fig. 100) i els desplaçaments soferts per l'estructura degut a aquestes (fig. 101).



**Figura 100. Estat de les tensions Von Mises per la prova 13 (STIII)**

Com en el primer test sobre el bastidor tubular, la barra lateral de reforç és la que rep la major part de tensions, ja que té la unió soldada més petita, propera i cap reforç solidari, al contrari que la barra inferior. És per això que en l'aresta d'unió amb el pont davanter sorgeix el valor de tensions Von Mises crític, de 2240 MPa.

També s'observa l'acumulació de tensions en les zones més properes als ancoratges dels eixos de les rodes i suspensió, això es degut a que l'estructura és fixada per aquestes zones i ha de suportar els moments provocats per les sol·licitacions, i aquests són ara més propers al punt d'aplicació de les forces que en els tests anteriors.



**Figura 101. Diagrama de desplaçaments per la prova 13 (STIII)**

Com en el cas anterior, els grans desplaçaments adquirits a causa d'unes tensions crítiques per sobre del valor de ruptura del material, evidencien que aquests elements no suportarien una sol·licitació d'aquestes característiques, situació que s'ha volgut evitar en el cas del xassís prototip afegint unes proteccions laterals.

### *2.2.13.2. Resultats xassís prototip*

Com en el cas anterior, les tensions que rep l'estructura lateral són molt grans, encara que no arriba a assolir els valors anteriors, ja que part de la barra superior del habitacle rep directament una part dels esforços, cosa que ens permet corroborar les conclusions anteriors, ja que, tot hi aplicar-hi part de la força, el valor de tensió més alt que rep la barra és de 443,39MPa, mentre que en l'estructura lateral arriba fins als 968,19MPa.

Les tensions es reparteixen al llarg de tota la protecció lateral, superant en molts casos la resistència a ruptura del material, i concentrant-se en alguns dels nodes d'unió de les barres.



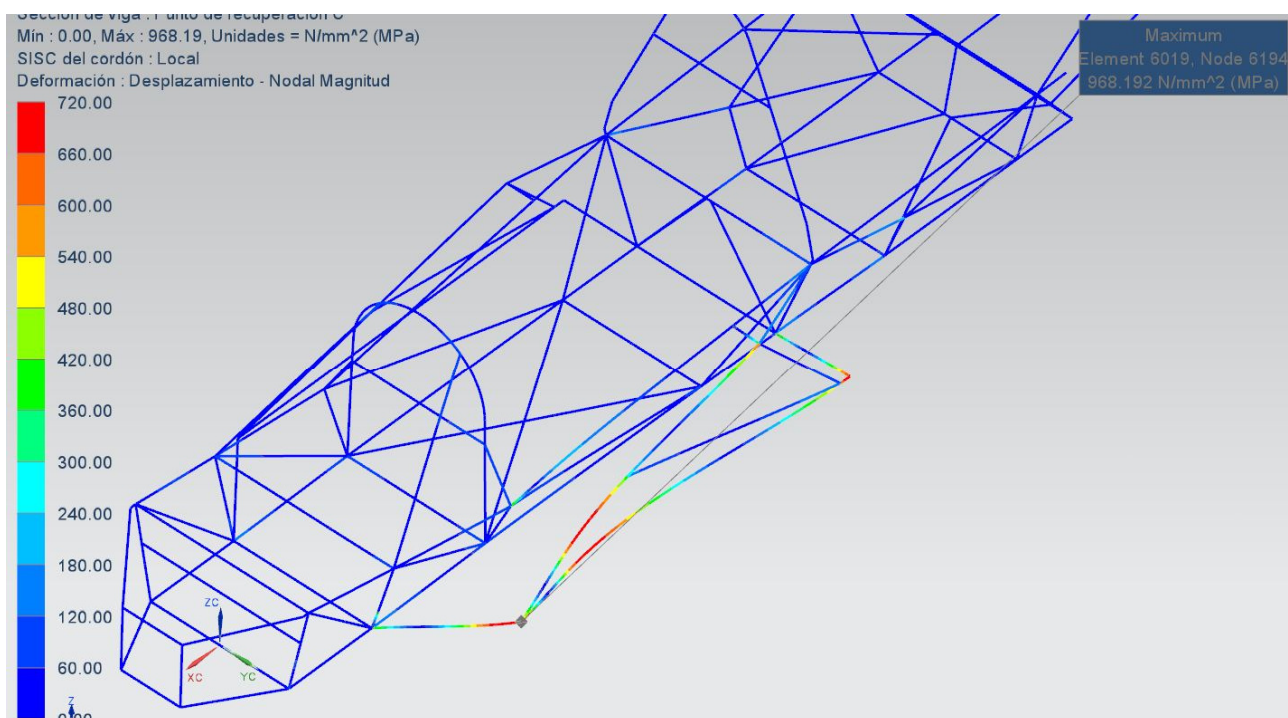


Figura 102. Diagrama de tensions Von Mises per la prova de bastidor III (PFX)

En referència als desplaçaments, també obtenim uns resultats similars a la hipòtesis anterior, però amb valors absoluts més baixos (18,317mm) i uns desplaçaments considerables (4,157mm), però no perillosos per la integritat del habitacle, sobre la barra superior del bastidor.

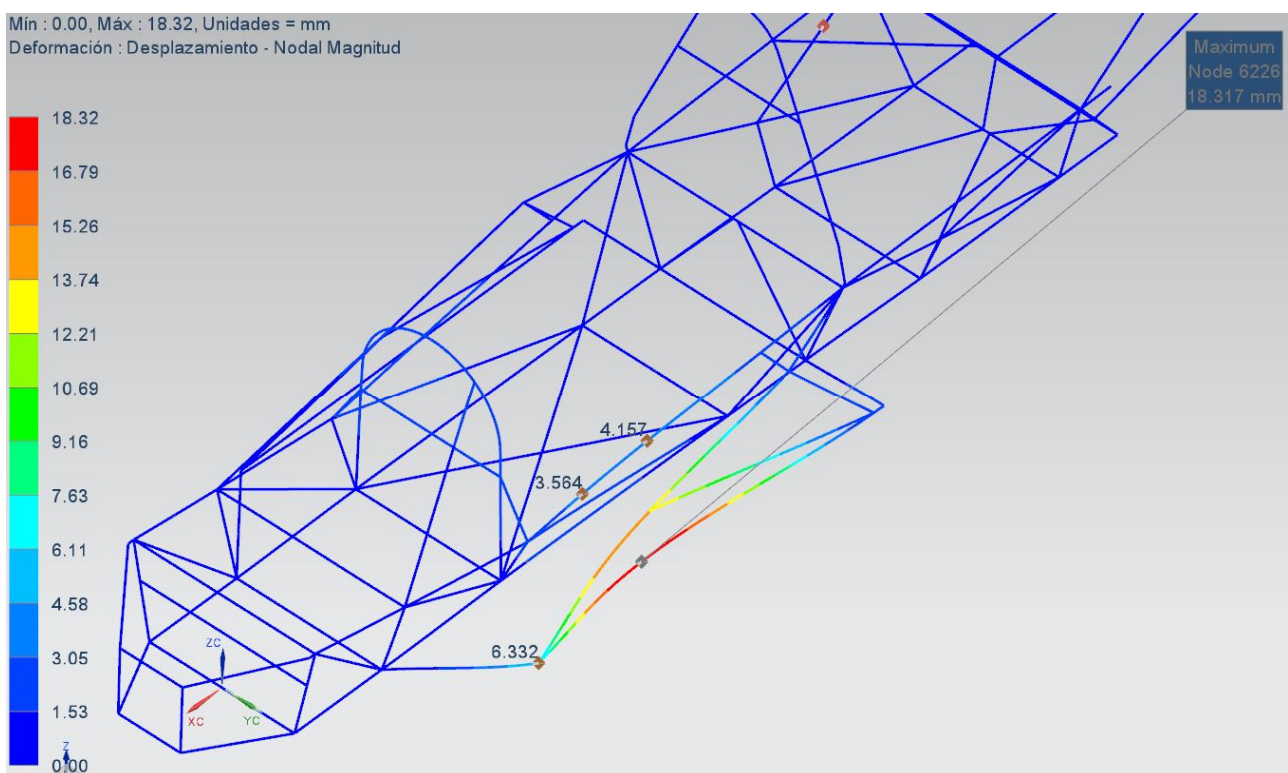


Figura 103. Diagrama de desplaçaments per la prova de bastidor III (PFX)

## 2.2.14. Prova reglamentada: Resistència bastidor tubular IV

Continuant amb el conjunt de proves sobre el bastidor tubular, en el següent assaig haurem d'aplicar una força equivalent a 10000N sobre els dipòsits, de forma vertical i mitjançant una placa plana de 200 mm de diàmetre. Per aquesta prova, s'elimina la restricció de desplaçaments en Z i només es fixen l'estructura per els nodes dels ancoratges, per no rigiditzar en excés el xassís en la direcció d'aplicació de la força.

En aquest cas, aquesta prova només es realitzarà sobre el xassís prototip, ja que el F1430 no disposa de cap tipus de protecció per els dipòsits, per la qual cosa no té sentit realitzar-la.

### 2.2.14.1. Resultats xassís prototip

A continuació es poden observar els resultats gràfics de l'anàlisi, mostrant les tensions de Von Mises per elements estructurals (fig. 104) i els desplaçaments soferts per l'estructura degut a les sol·licitacions.

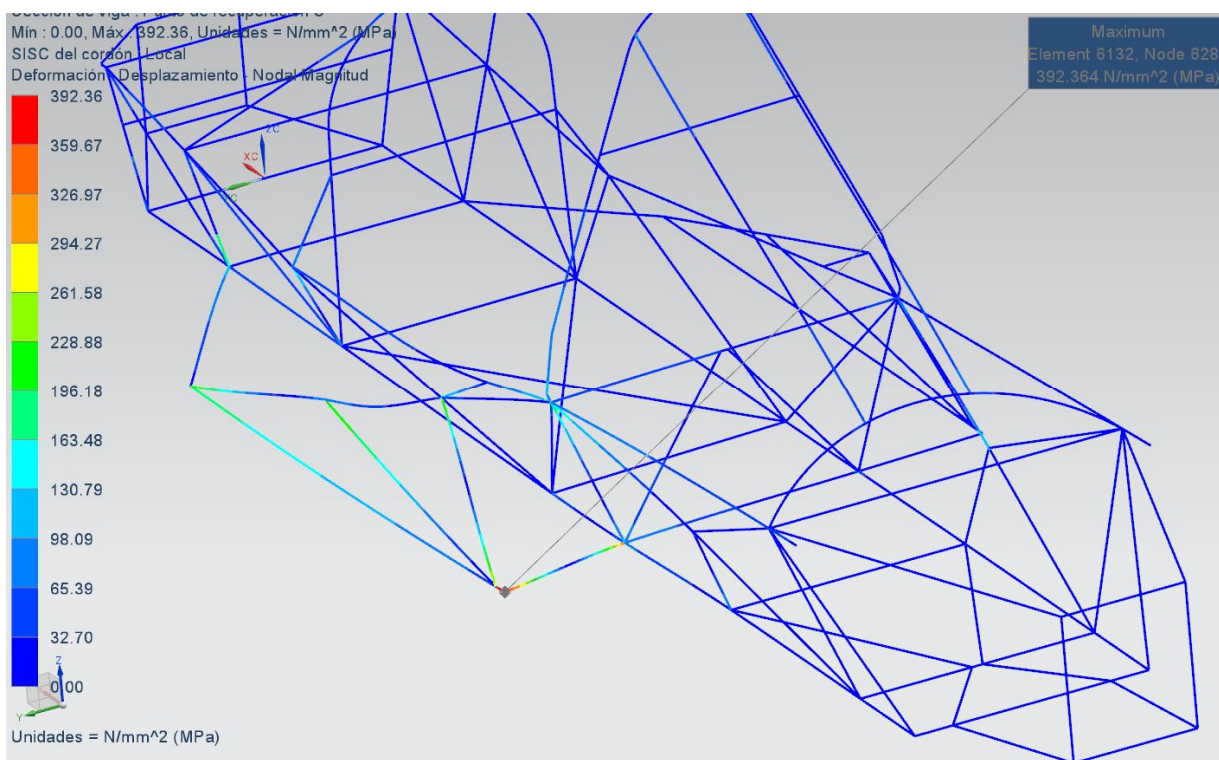
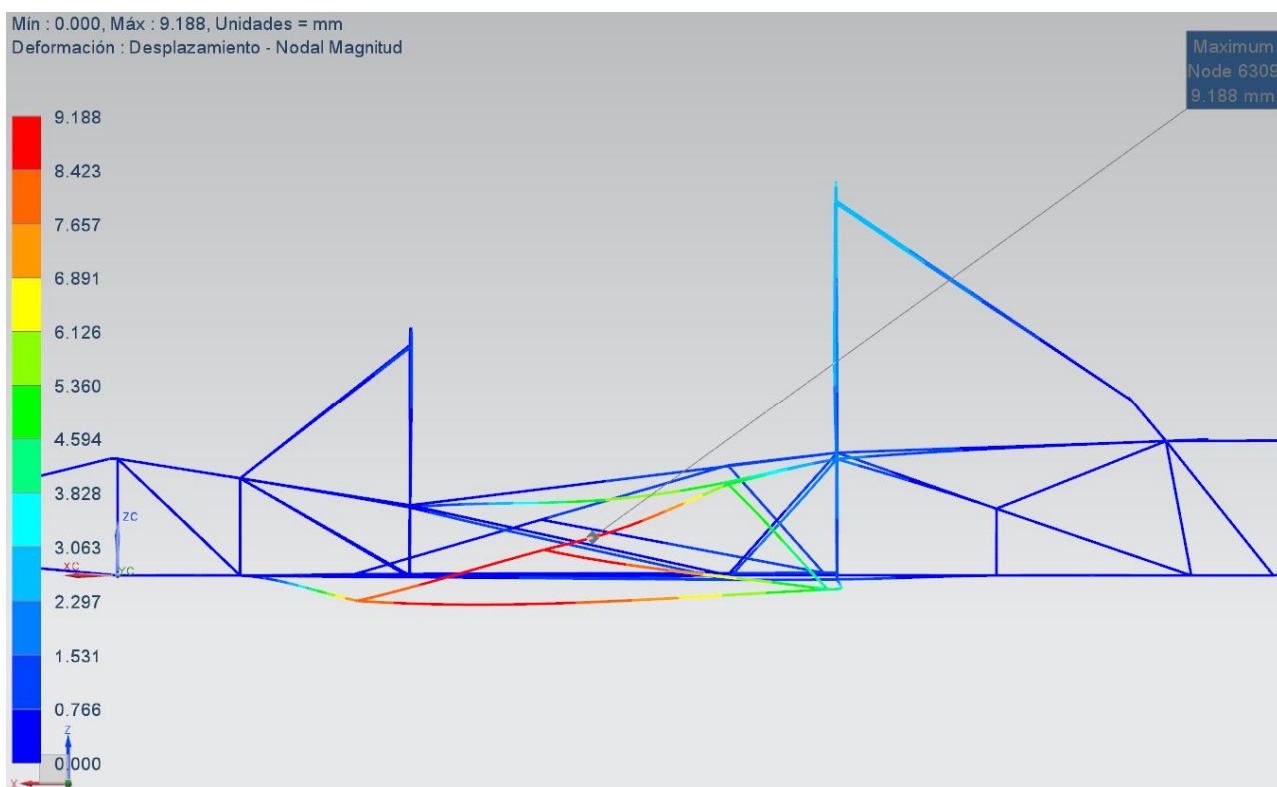


Figura 104. Diagrama de tensions Von Mises per la prova de bastidor IV (PFX)

Com es pot observar, els resultats obtinguts no són tant dolents com en les dues anteriors proves, sense menystenir que la força aplicada és la meitat de gran que en els cassos anteriors, les tensions sofertes són significativament més baixes i més concentrades en els nusos entre barres. Aquesta millora es degut, a que en la direcció Z, la part més externa de la defensa ha pogut estar millor dissenyada (barres formant triangles) i els esforços es reparteixen millor.

Les tensions es concentren en els dos nodes que forma la barra transversal inferior de la defensa, principalment en el nus exterior degut a que forma un angle de 90° amb la barra longitudinal.

-Tensió màxima de Von Mises: 392,36MPa



**Figura 105. Diagrama de desplaçaments per la prova de bastidor IV (PFX)**

Les deformacions ocorren en el eix Z negatiu, tota la defensa lateral té tendència a baixar, amb un desplaçament màxim de 9,188mm en la zona d'aplicació de la càrrega. D'altre banda, quant més ens apropem als nodes que uneixen la defensa amb el cos central, els desplaçaments es redueixen, l'estructura té tendència a girar sobre el seu eix longitudinal, per això els desplaçaments semblen

Podem concloure, dient que per aquesta hipòtesis, l'estructura lateral sí que compleix amb el seu objectiu, ja que no es produeix cap fallada estructural i la deformació plàstica màxima mesurada al centre d'aplicació de la força serà inferior als 0,5mm definits a la normativa.

### 2.2.15. Prova reglamentada: Resistència bastidor tubular V i VI

Per calcular aquestes últimes hipòtesis d'assaig estàtic marcades per la FIA, s'ha d'aplicar una càrrega horitzontal transversal de 10KN, assegurant-se d'aplicar-la a 90° del eix longitudinal del monoplaça i en sentit de l'eix Y negatiu. La càrrega actuarà mitjançant un placa plana de 100mm de diàmetre, situada en el costat de l'obertura del habitacle; exactament a l'alçada que, la placa i la part més superior de l'habitacle, siguin tangents, i amb el centre d'aplicació de la força 200mm per davant del vèrtex posterior marcat per la plantilla d'obertura de l'habitacle.

Com en molts cassos anteriors, les restriccions del xassís no hauran de falsejar els resultats del assaig, al augmentat la resistència de l'estructura. Per això, es subjectarà mitjançant els suports del motor i els ancoratges de la suspensió més allunyats, alhora que es deixa descansar l'estructura sobre l'eix z, ja que la normativa no fica cap restricció en aquest test.

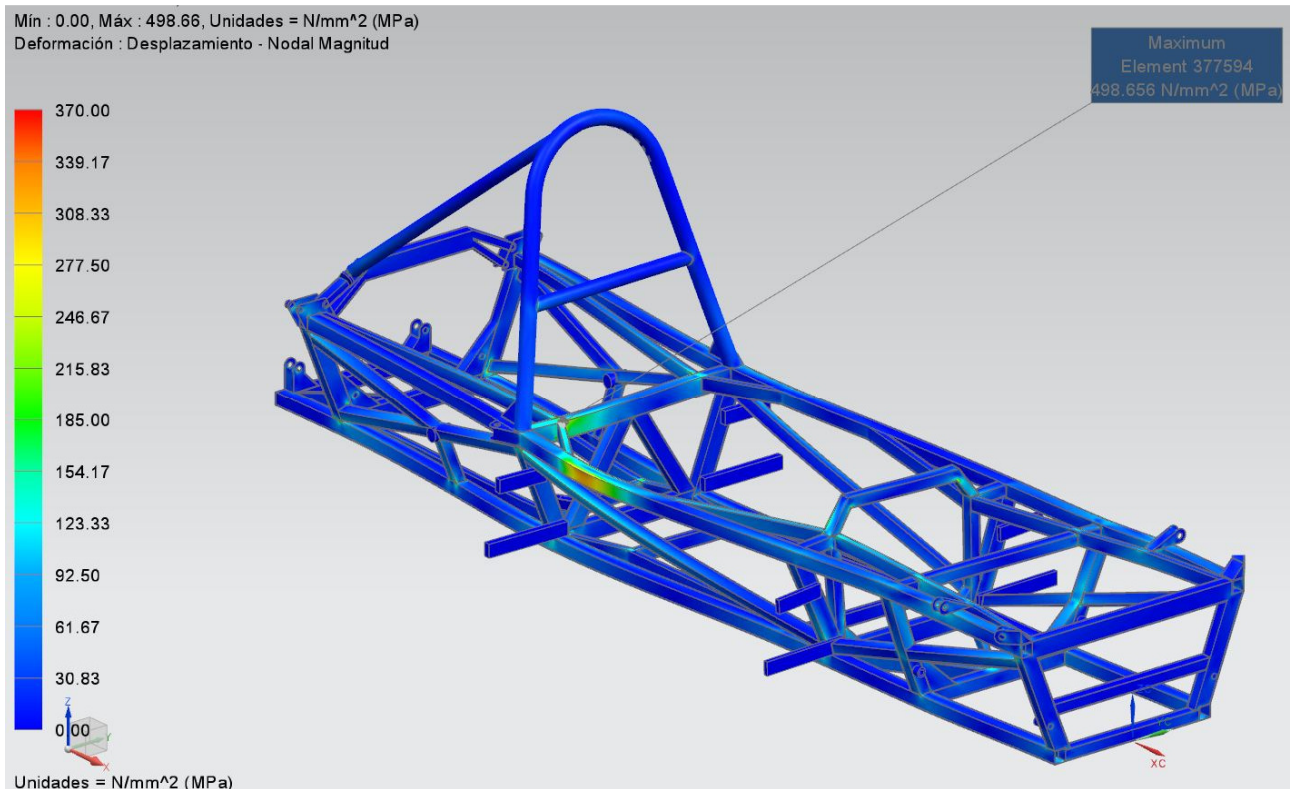
També comentar que aquesta prova s'hauria de realitzar simètricament carregada, aplicant les forces sobre el costat contrari com una sisena prova, però degut a la simetria dels xassís i que els càlculs es realitzen



mitjançant un model virtual perfectament simètric, aquesta prova només és realitzarà un cop, extrapolant els resultats com si fossin els mateixos.

### 2.2.15.1. Resultats xassís Selex STIII

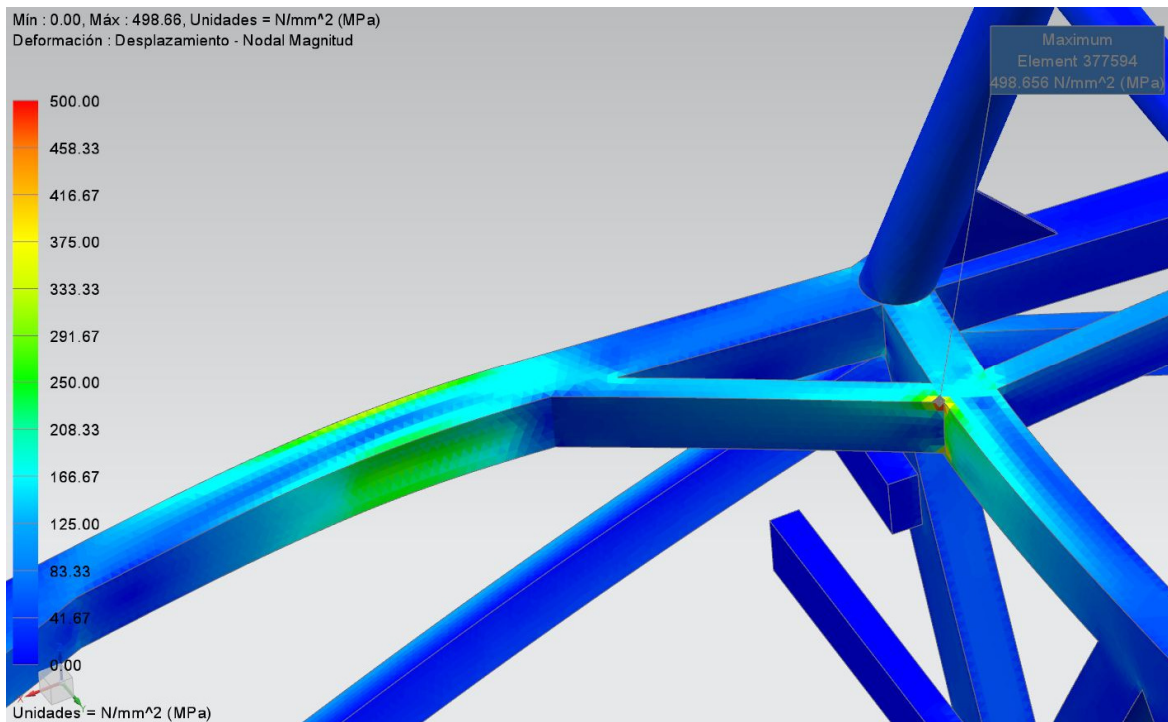
Seguidament, es pot observar l'estat de tensions obtingut (fig. 106) en aquesta hipòtesis de càrrega.



**Figura 106. Estat de les tensions Von Mises per la prova de resistència del bastidor V (STIII)**

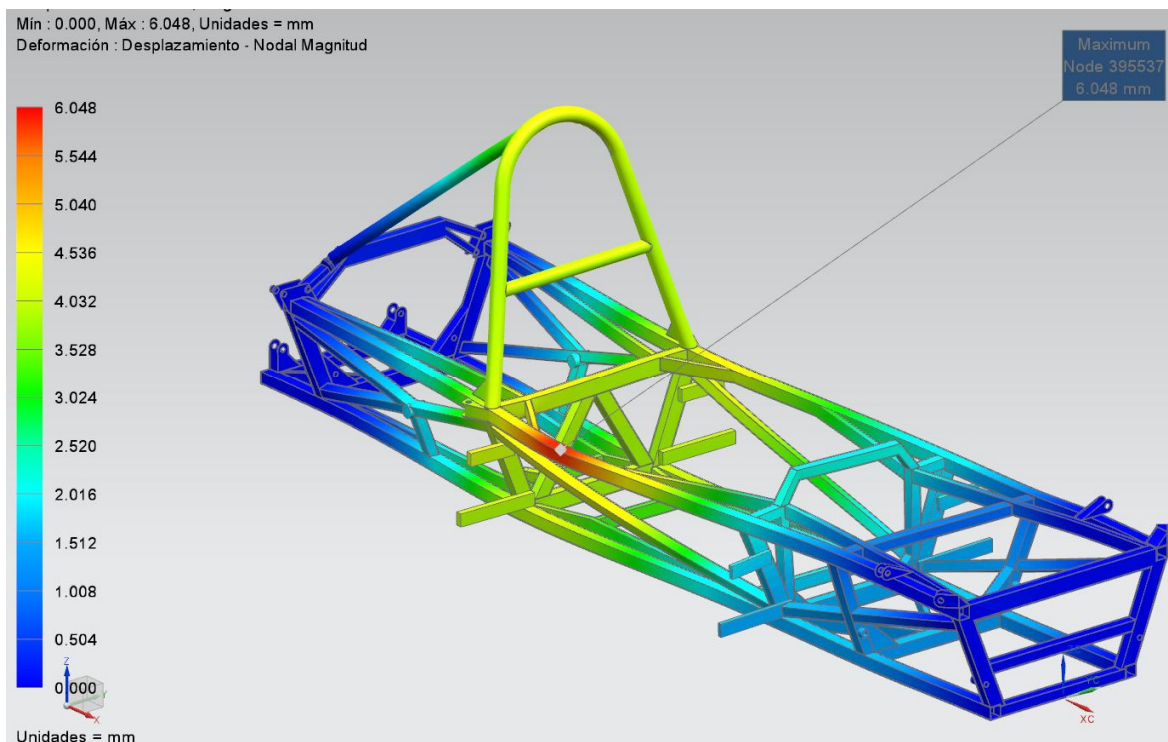
Es pot apreciar doncs, que les tensions màximes es situen a la unió del reforç oblic que uneix la barra lateral i la transversal que correspon a l'arc de protecció, aquest reforç és molt útil en aquesta hipòtesis, ja que ajuda en gran mesura a suportar la sol·licitació normal sobre el bastidor i a repartir les tensions al llarg del xassís. També s'observen una concentració de tensions en la cara exterior on s'ha aplicat la càrrega.

Les tensions sobre elements estructurals més elevades les trobem en el mateix reforç, amb un valor màxim de 498,66 MPa, tal com s'aprecia en el detall de la figura 106. Per el que fa la resta de l'estructura, veiem que hi ha diferents concentracions de tensions en algunes de les unions del xassís, però que treballen per sota del valor de fluència del material i la plastificació de les unions no afectarà a la rigidesa.



**Figura 107. Detall sobre les tensions de Von Mises (STIII)**

En referència als desplaçaments, aquests són màxims en el centre d'aplicació de la força, arribant a mesurar 6,048 mm. Per lo que la rigidesa del xassís no es veu compromesa.



**Figura 108. Diagrama desplaçaments per la prova de resistència del bastidor V (STIII)**

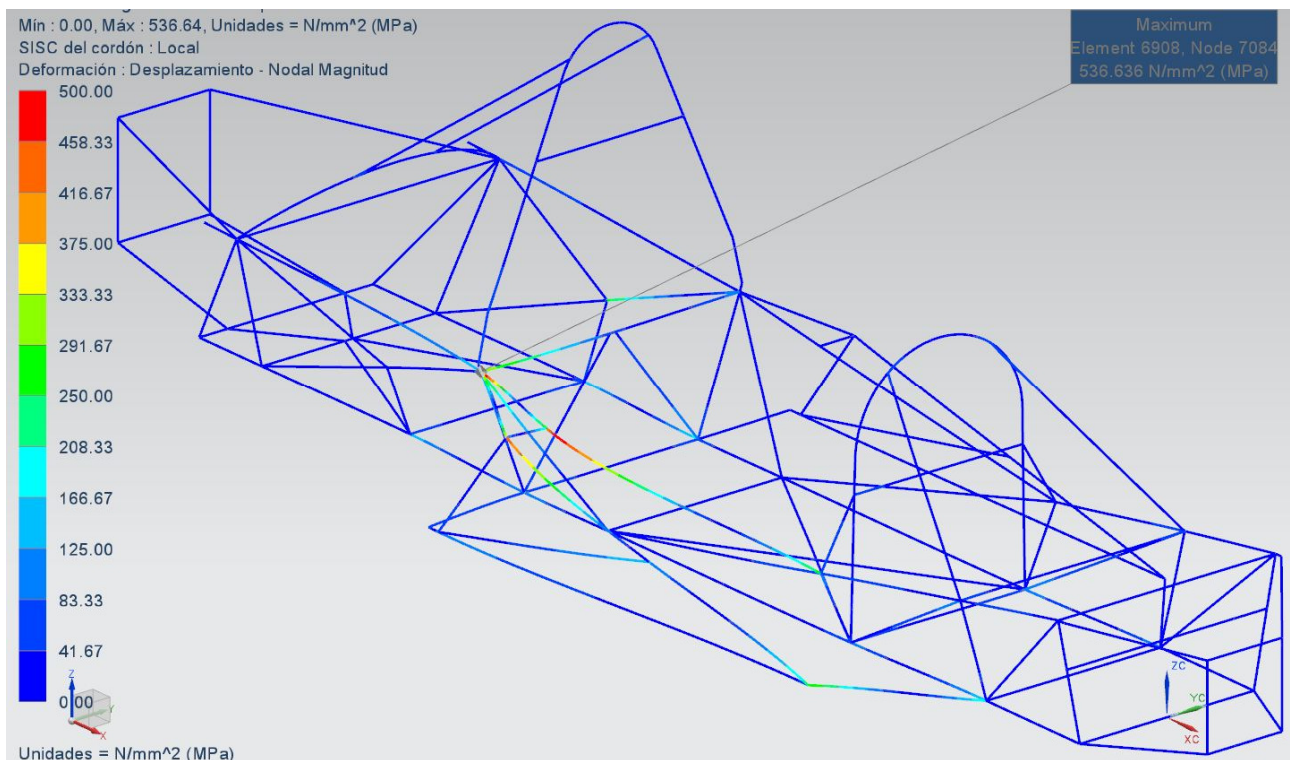


Tenint en compte que la normativa marca una deflexió màxima de 10 mm i una deformació plàstica inferior al mil·límetre, podem concloure que aquesta sol·licitació com ha superada.

### 2.2.15.2. Resultats xassís prototip

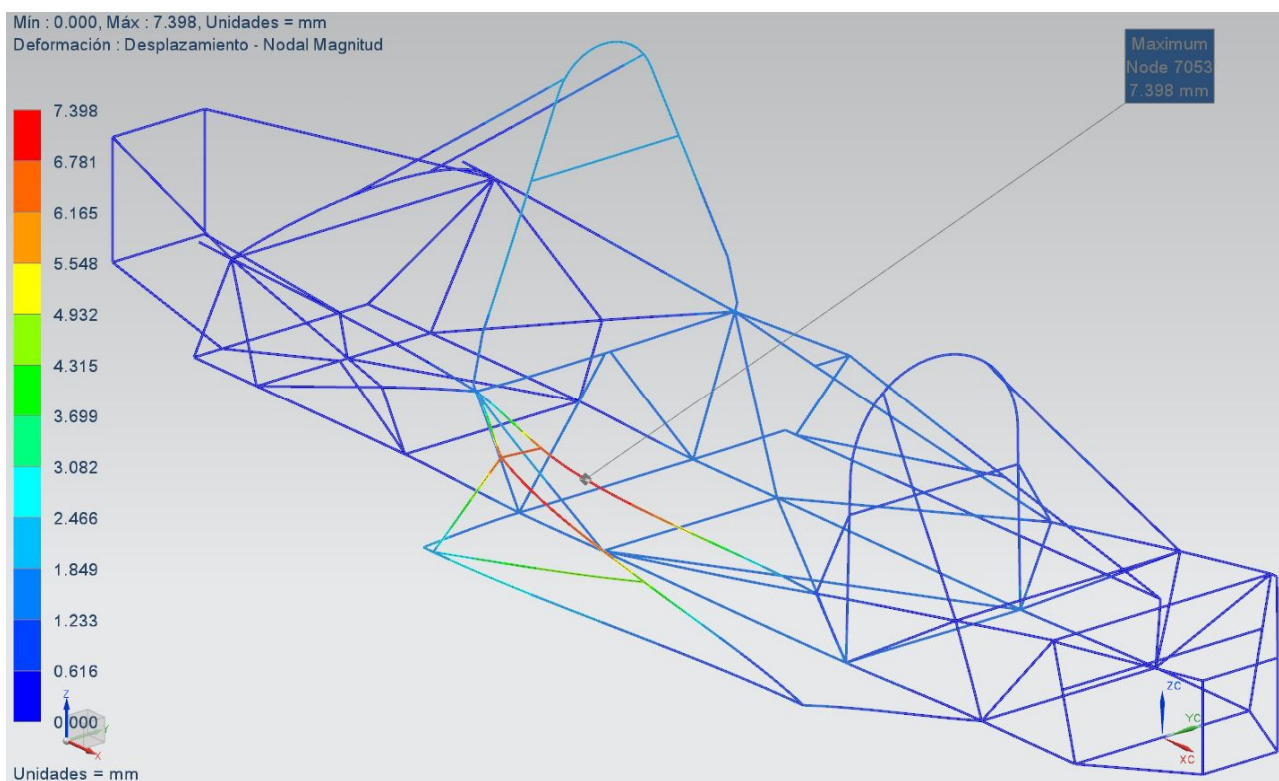
Ens trobem davant l'única prova on el xassís original es comporta millor que el xassís optimitzat, únicament degut a la desaparició del reforç oblic.

Seguidament podem observar els resultats gràfics obtinguts de la simulació, en les que es mostren les tensions de Von Mises (fig. 109) i els desplaçaments (fig. 110) que provoquen la sol·licitació exposada.



**Figura 109. Estat de les tensions Von Mises per la prova de resistència del bastidor V (PFX)**

Com s'observa, les tensions sobre la zona d'aplicació de la força i en la unió propera amb l'arc de seguretat, assoleixen valors molt grans, per sobre del valor límit últim del material. Això es degut a l'aplicació de la força normal a la trajectòria de la barra, que provoca grans moments flectors en l'origen. La utilització d'algun tipus de reforç, com és el cas del xassís original, ajuda en gran mesura a millorar els resultats obtinguts.



**Figura 110. Diagrama de desplaçaments per la prova de resistència del bastidor V (PFX)**

Els valors de desplaçaments obtinguts, encara que no superen els límits marcats per la normativa (10 mm de deflexió màxima), si que són considerables i degut a la probable plastificació d'alguna zona amb grans tensions, les deformacions permanents podrien superar les dimensions màximes.

Per tant, seria necessari concloure amb la necessitat d'inserir algun tipus de reforç (barra o cartela) en la zona per assegurar-se el correcte dimensionat del xassís i passar la prova d'esforç estàtic amb soltesa.

## 2.3. Anàlisis dinàmic per elements finits

En els següents punts és defineixen i desenvolupen les diferents simulacions dinàmiques que s'han estudiat, principalment basades en impactes.

### 2.3.1. Impacte lateral

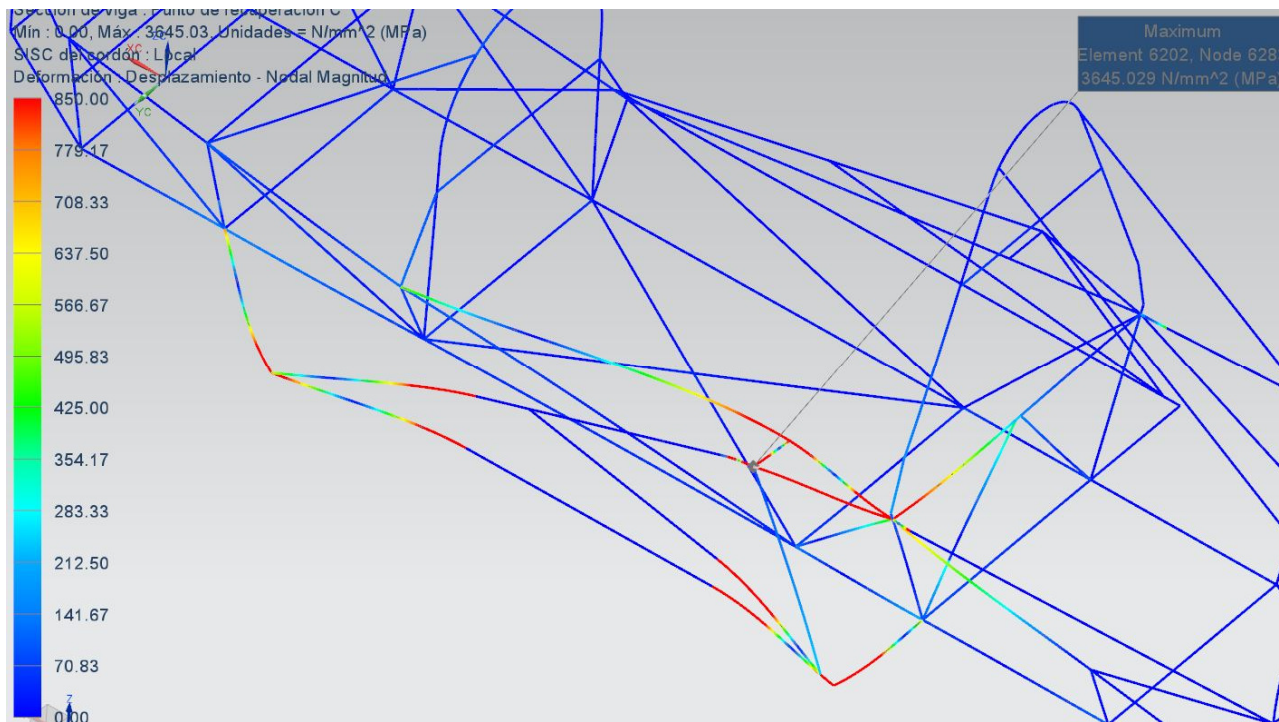
Considerant insuficients els anàlisi requerits per la normativa de la FIA i tenint en compte que no existeix cap assaig d'impacte lateral, s'ha dissenyat un test d'impacte seguint les bases establertes en les altres proves.

Per tant, un objecte massís de 560Kg és projectarà lateralment contra el monoplaça a una velocitat de  $8 \text{ m/s}^2$ . El xassís romandrà estàtic, fortament subjectat, per evitar desplaçaments posteriors.

L'objecte utilitzat tindrà una superfície planar de 450mm d'amplada i una alçada de 550mm, amb els vèrtexs arrodonits fins a 10mm, i el seu vèrtex inferior ha d'estar al mateix nivell que el punt més baix de l'estructura tubular. L'objecte ha d'impactar de forma totalment vertical i no ha de poder rotar en cap dels eixos.

### 2.3.1.1. Resultats xassís prototip

En aquesta hipòtesis, s'aplica una força de 94315N en la zona lateral del xassís, sobre l'estructura de protecció. Degut als resultats obtinguts en altres simulacions sobre aquesta zona, és d'esperar resultats no molt bons per una sol·licitació d'aquestes característiques.



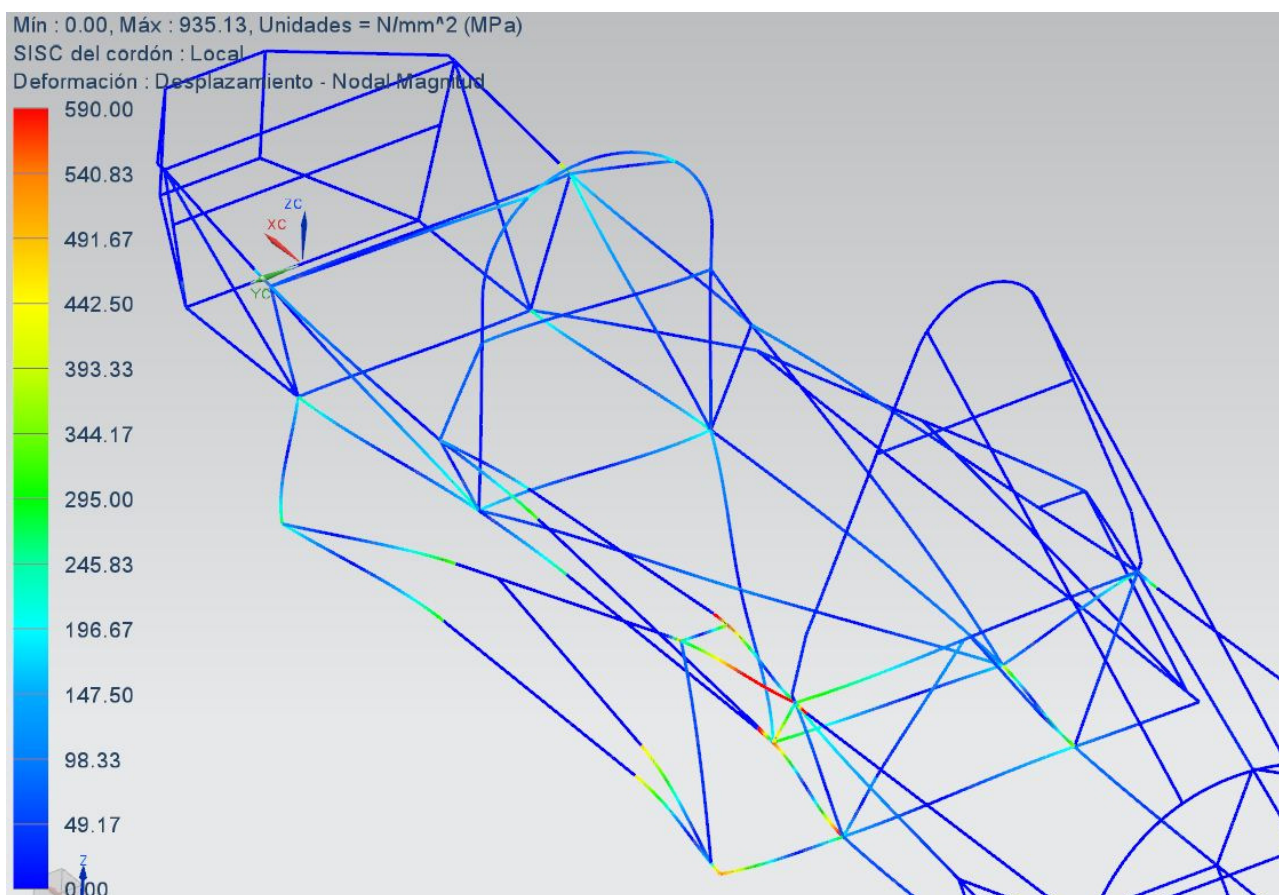
**Figura 111. Estat de tensions Von Mises per la simulació d'impacte lateral sobre sol·licitada**

Com era d'esperar, els resultats de tensions donen valors que anul·len l'eficàcia d'una simulació no lineal com la realitzada, ja que obtenim resultats desorbitats, amb tensions superiors al límit de ruptura del material en la majoria de les barres de l'estructura lateral i en les barres confrontants i desplaçaments molt grans per sobre dels 15mm.

Per tant, degut a l'invalides dels resultats obtinguts, és realitza un altre simulació, però en aquest cas aplicant les forces no només sobre les barres més properes al bloc, sinó també aplicant-la sobre les barres laterals del habitacle, simulant així un col·lapse de la protecció lateral i veient com afectaria a la integritat de l'habitacle, llavors ns també es considera una deformació més gran per el càlcul de la força, que dona com a resultat una força mitja de 62kN.

Seguidament podem veure els resultats gràfics de tensions (figura 112) obtinguts per aquest nou cas.

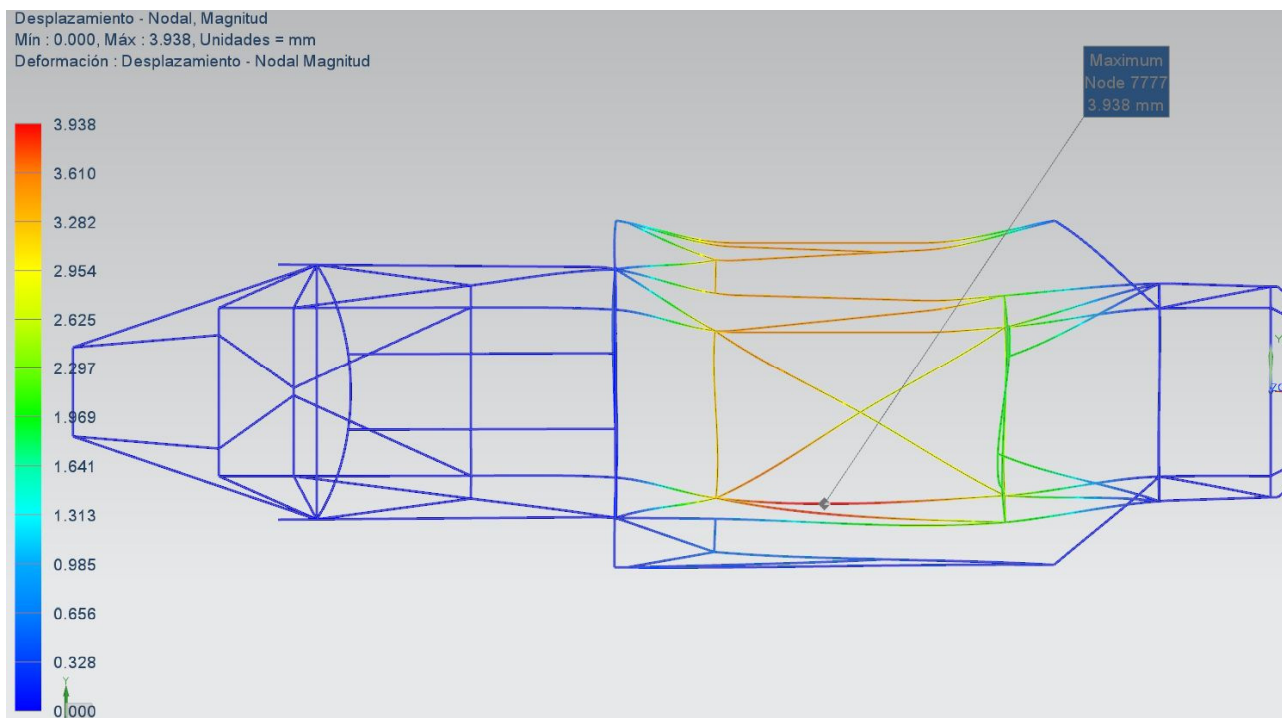




**Figura 112. Estat de tensions Von Mises per la simulació d'impacte lateral II**

Encara que els resultats segueixen donant valors molt grans, aquest valors es donen en les barres de l'estructura lateral, que ja s'han considerat saturades alhora de realitzar la hipòtesis, per tant les concentracions de tensions més grans sobre les barres del habitacle es troben properes a unions entre barres, encara que aquests valors segueixen assolint valors molt alts, propers a la tensió de ruptura màxima del material (590 MPa).

Per el que fa als desplaçaments, en la figura 113 veiem com tota l'estructura es desplaça en la direcció de la força, al contrari de com passava si només s'aplicava la força en les barres exteriors, ja que no era capaç de transmetre aquestes deformacions i per això els valors són més reduïts, però menys localitzats. El valor màxim de desplaçaments el sofreix la barra inferior dreta del habitacle, amb 3,938 mm, que no significaria un problema per la seguretat del pilot.



**Figura 113. Diagrama desplaçaments per la simulació d'impacte lateral**

Podem concloure, que aquesta és la pitjor sol·licitació que ha rebut el xassís, ja que es tracta de grans forces en zones amb poca presència de barres que puguin absorbir energia i on la majoria de barres treballen a flexió amb grans distàncies entre recolzaments, aquest fet unit a un no molt eficaç disseny de la zona de protecció lateral, resulta un dels punts fluixos del xassís, obtenint resultats molt desfavorables mitjançant anàlisis estàtics, per el que seria convenient realitzar test dinàmics no lineals amb transició de temps. En quan a les desacceleracions mitges que rebria el pilot, en aquest cas seria lògic pensar que assolirien valors més alts al 20G que s'acostumen a prendre com a valor de referència, tot i que la normativa no té en compte un possible impacte lateral.

### **2.3.2. Prova reglamentada: Impacte frontal**

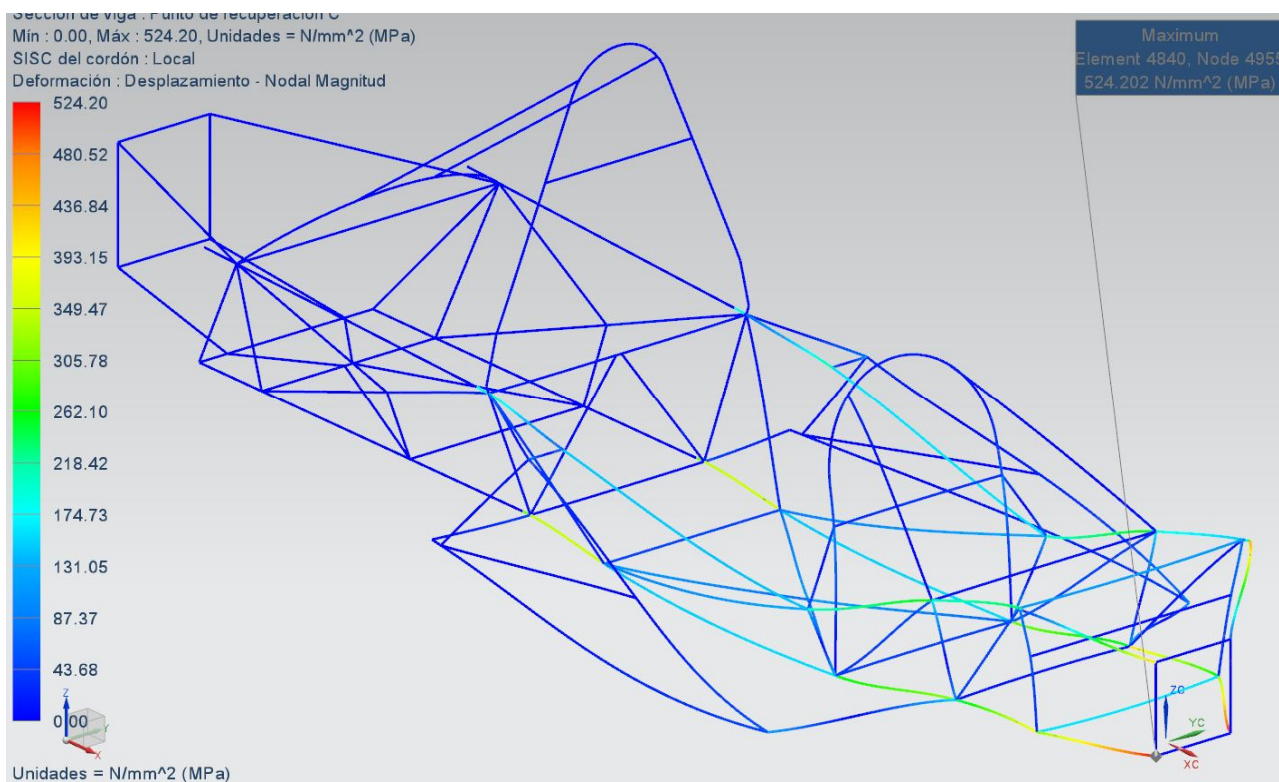
Aquest test d'impacte recollit dintre de la normativa de Fórmula Lliure, estableix que el xassís tubular ha de ser capaç de suportar una prova d'impacte frontal.

Aquesta prova consisteix en l'impacte d'un carro de 560Kg a una velocitat de  $12 \text{ m/s}^2$  en direcció longitudinal.



### 2.3.2.1. Resultats xassís prototip

La força a aplicar sobre el bloc és en aquest cas de 100kN.

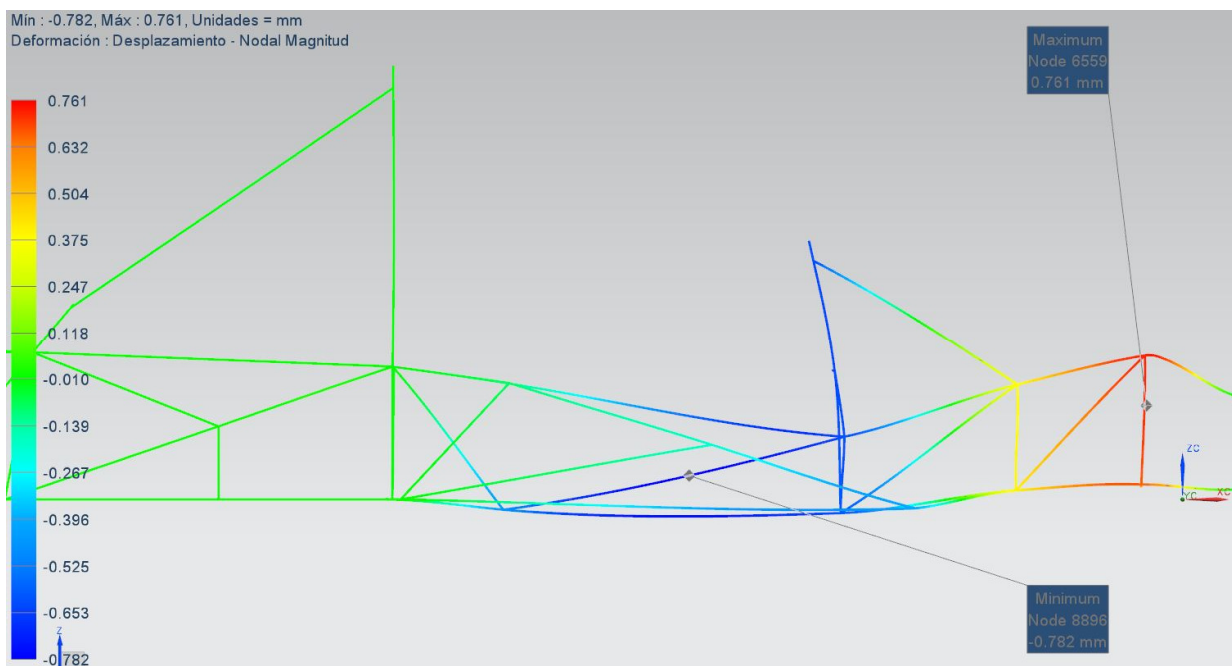


**Figura 114. Estat de tensions Von Mises per la simulació d'impacte frontal**

La defensa frontal en aquesta simulació rep esforços molts alts, per sobre del valor mínim de ruptura del material marcat per el fabricant (490 MPa), ja que les forces aplicades són molt grans, equivalents al pes de 10Tn. Els valors de Von Mises es concentren en zones properes als nusos, amb un màxim de 524MPa, que podria suposar el col·lapse d'aquesta estructura, encara que això ja es té en compte alhora de superar proves d'impacte.

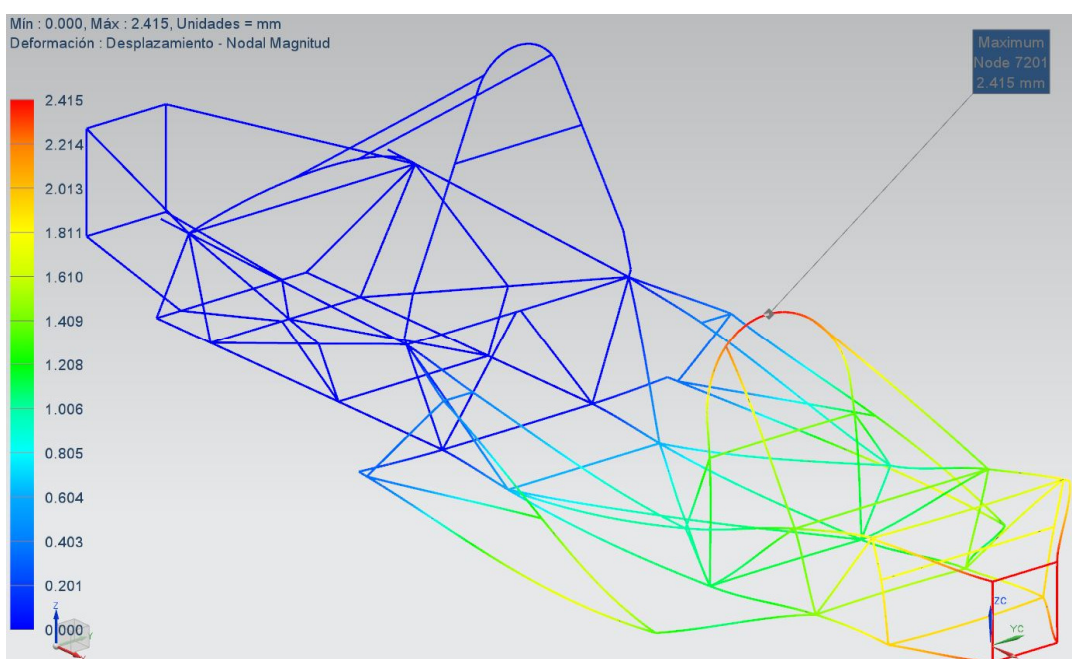
Per el repartiment de tensions, les barres longitudinals principalment són les encarregades de captar i transmetre la majoria d'esforços fins a punts on les condicions de contorn permetin absorbir els moments resultants d'un xoc frontal.

Per el que fa el bastidor que forma l'habitacle, com és pot veure en la següent imatge, rep tensions molt més baixes, per sota del límit elàstic del material i amb valors molt baixos en la majoria de barres no longitudinals.



**Figura 115. Diagrama desplaçaments en la direcció Z per la simulació d'impacte frontal**

Per el que fa als desplaçaments, en la imatge anterior (fig.115, desplaçaments en la direcció Z) veiem una situació interessant degut al mateix disseny del xassís, ja que la forma de les barres laterals superiors del habitacle, que formen un angle obtús entre elles, permet al xassís una doble deflexió que augmenta la deformació del xassís amb una reducció molt baixa de la rigidesa, com s'ha vist en els estudis realitzats amb anterioritat. Aquest efecte, que també ocorre en el cas d'impacte posterior, millora els resultats d'absorció d'energia respecte a altres versions preliminars del xassís. En aquest cas, s'ha exagerat en gran mesura el modelat de la deformació per poder veure aquest efecte.



**Figura 116. Diagrama desplaçaments totals hipòtesis d'impacte frontal**

En general, podem veure com el xassís es contrau en la direcció d'aplicació de les forces fins arribar a la zona per on està fixada l'estructura, com es evident, per el bastidor principal s'han obtingut uns valors de desplaçaments de entre un i dos mil·límetres, amb un valor màxim de 2,415 en la part superior de l'arc secundari a causa de la deflexió comentada. En el cas de la defensa frontal, trobem resultats de desplaçaments entre els 2 i 2,4 mm, ja que es la zona destinada a absorbir els impactes.

Finalment, podem dir que el disseny del frontal escomet les seves sol·licitacions, ja que ajuda en gran mesura a reduir els esforços que ha d'aguantar l'habitacle, per tant podem dir que en una prova de xoc real, tenint en compte que falten per calcular els absorbidors d'energia tipus panell d'abella, els resultats seran prou bons.

### 2.3.3. Prova reglamentada: Impacte posterior

Per la realització de l'últim anàlisi mitjançant elements finits, l'estructura haurà de fixar-se correctament al sòl, abans de que un objecte massís de 560Kg es projecti sobre aquests a una velocitat de  $10 \text{ m/s}^2$  en la zona posterior del monoplaça.

#### 2.3.3.1. Resultats xassís prototip

En aquest cas la força repartida calculada és de 77,77 kN sobre la defensa posterior. A continuació, podem observar els resultats gràfics del anàlisi, en el que es mostren les tensions de Von Mises (fig. 117) i el diagrama de desplaçaments equivalent (fig. 118).

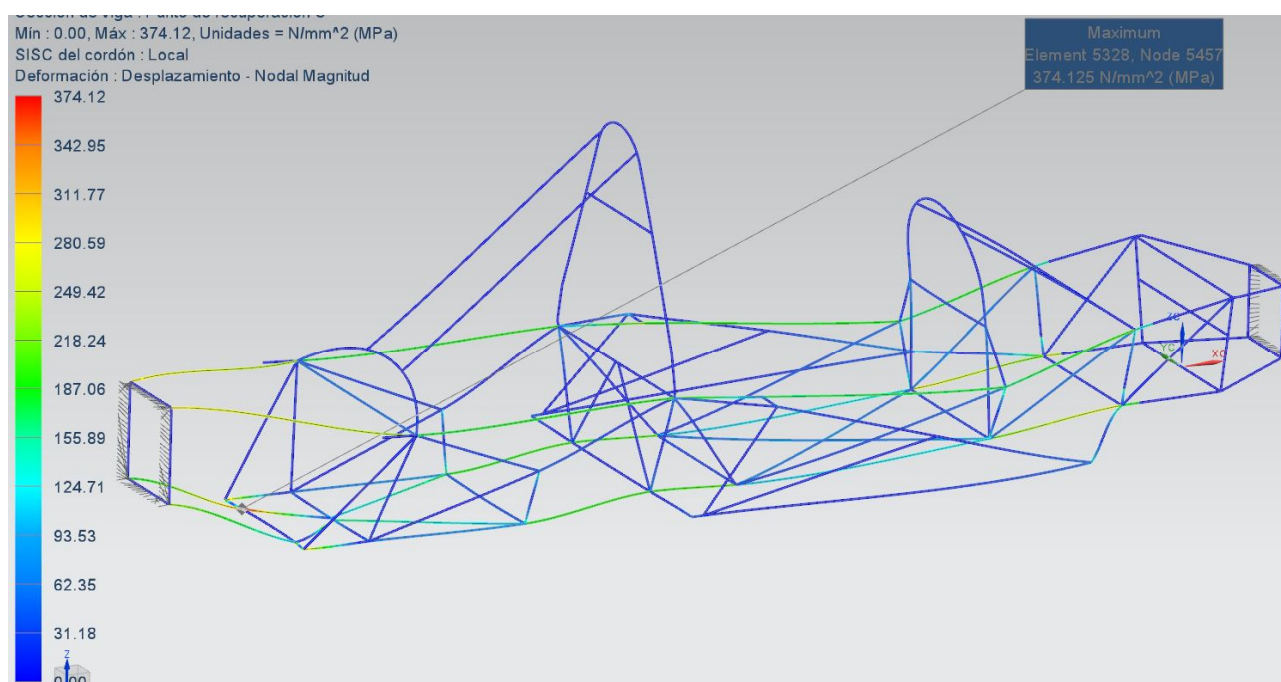
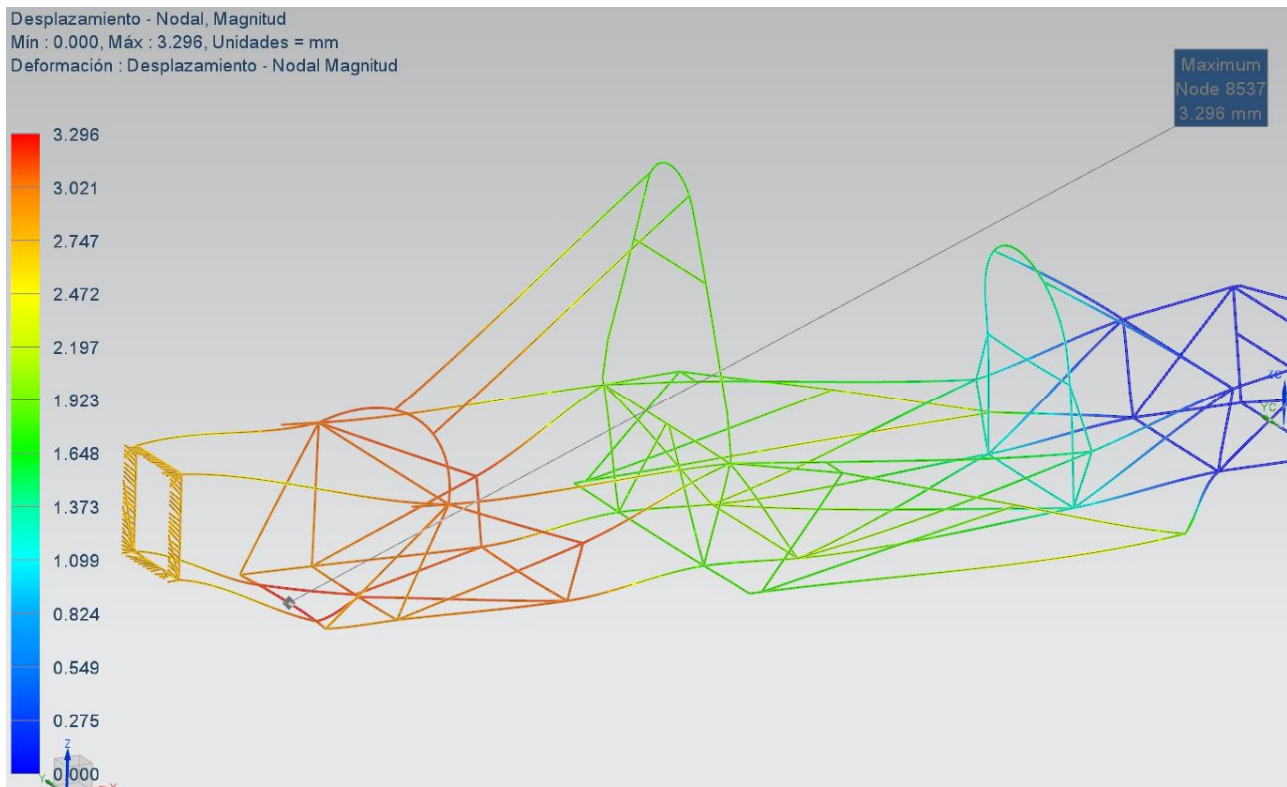


Figura 117. Estat de tensions Von Mises per la simulació d'impacte posterior

Com es pot veure en la figura, gran part de les tensions se les emporten les barres longitudinals que conformen el xassís i que traslladen les forces absorbides fins a la part davantera de l'estructura, en zones properes als ancoratges i a on es poden veure concentracions de tensions.

Les tensions més elevades en elements estructurals, les trobem en les barres que formen la defensa i les equivalents contigües del bastidor principal, obtenint el valor màxim de 374,12MPa en la unió inferior entre la defensa i les barres de reforç diagonals. També trobem les barres inferiors per davant de l'arc de seguretat bastant tensionades, amb valors propers als 280MPa.



**Figura 118. Diagrama desplaçaments per la simulació d'impacte posterior**

En el cas de les deformacions (fig. 118), s'aprecia substancialment que el xassís té una tendència a flectar bastant característica, ja que degut al propi disseny, el xassís té tendència a canviar la direcció del vinclament en diversos punts, com si es tractes d'una ona sinusoïdal. Aquest efecte pot ajudar a l'absorció d'energia del impacte, sempre que els desplaçaments no siguin molt grans al llarg de l'estructura de protecció.

Al contrari del que caldria esperar, les deformacions més grans no es produeixen en la defensa, sinó en la zona posterior on hi resta el motor, amb uns valors propers al mig mil·límetre més alts que en la defensa posterior, això es degut a l'efecte esmentat en el paràgraf anterior, ja que m'entres en la defensa la gran majoria dels desplaçaments es localitzen en l'eix longitudinal, en la zona posterior hi ha una combinació de desplaçaments en els eixos Z i X, que donen desplaçaments totals més grans, amb un valor màxim de 3,2mm en una de les barres transversals.

Per la resta del xassís i sobretot en la zona del habitacles, les deformacions són més petites, amb valors de desplaçaments entre els 1,5 i 2 mm. Per últim cap destacar que les defenses laterals és desplacen cap a l'exterior degut a l'escurçament longitudinal de l'estructura.

Finalment, amb els resultats obtinguts i l'anàlisi dels mateixos, podem dir que el xassís es comportarà de forma prou correcte en un cas d'impacte real, ja que els valors de tensions i formes de deformació obtingudes

donen lloc a confiar que l'absorció d'energia serà bona, obtenint valors de desacceleració assimilables per el cos humà. I com s'ha vist, no existirà cap fallada estructural fora de l'estructura de xoc, ja que el factor d'aprofitament de l'estructura és pròxim al 100% del mòdul elàstic només en la zona d'impacte posterior.



### 3. Plec de condicions



Escola Politècnica Superior  
d'Enginyeria de Vilanova i la Geltrú

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

### 3.1. Normativa aplicada

La reglamentació que s'ha complert alhora de realitzar el disseny del xassís esta formada per els següents documents i es troben adjuntats en l'annex II:

-*Normativa de la fórmula 1430* - Federació Espanyola d'Automobilisme

-*Clasificación y Definiciones* - Article 251 - Annex J - Federació Internacional d'Automobilisme

- *Reglamento Técnico para Fórmula Libre (Grupo E)* - Article 277 - Annex J - Federació Internacional d'Automobilisme

- *Reglamento Técnico para Vehículos de Producción Sport* - Article 259 - Annex J - Federació Internacional d'Automobilisme

- *Formula 3 Technical Regulations* - Article 277 - Annex J - Federació Internacional d'Automobilisme

Per l'aplicació d'aquesta normativa s'han seguit els criteris esmentats en el punt 1.5.1.1 de la memòria i cada punt que s'ha aplicat es troba anomenat i explicat al llarg de la mateixa.

### 3.2. Definició material

El xassís d'aquest projecte ha estat dissenyat completament en acer, al igual que el xassís del Selex STIII, és podria projectar en posteriors informes la possibilitat i estudi de la utilització d'altres materials en la seva construcció que puguin donar millor resultat en el comportament de l'estructura. L'acer és un dels materials bàsics en una bona part de xassís de competició de pressupost reduït, com és el nostre cas, ja que és tracta d'un material relativament barat per les seves característiques mecàniques i de mal·leabilitat. L'acer té les següents avantatges:

-Preu relativament assequible en comparació a materials de característiques similars

-La seva soldabilitat és bona

-És un material dúctil

- El seu mòdul d'elasticitat és superior a molts altres materials ( $2,1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ ), com per exemple el titani ( $1,16 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ ) o l'alumini ( $0,62\text{-}0,7 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ ), amb la qual cosa les dimensions de secció necessàries poden ser menors per tenir una rigidesa similar, tot hi tenir una densitat més elevada ( $4510 \text{ kg/m}^3$  i  $2700 \text{ kg/m}^3$  respectivament, contra  $7850 \text{ kg/m}^3$ ).

D'altre banda, per la construcció dels atenuadors d'impactes, s'utilitzen blocs d'alumini en forma de panell d'abella, degut a la seva capacitat d'absorbir energia procedent d'un xoc, a la seva linealitat en el comportament i per ser un material molt lleuger. Les seves característiques són:

Tensió de fluència:  $\sigma = 1,711 \text{ MPa}$

Densitat:  $\rho = 86,6 \text{ kg/m}^3$

### 3.2.1. Tipus d'acer

Els perfils tubulars d'acer poden estar conformats en calent, que poden presentar costura o no, o conformats en fred que sempre son soldats.

#### 3.2.1.1. Acer conformat en calent

L'acer conformat en calent presenta unes dimensions de gra gran, pel que després de ser conformat ha de ser sotmès a un altre tractament per millorar les seves propietats mecàniques ja que aquestes milloren amb unes dimensions de gra fines. Actualment la implantació dels acers micro-al·leats, i la tecnologia de nous processos han permès eliminar els costosos tractaments finals que eren necessaris per aconseguir les propietats mecàniques necessàries. El seu principal problema és que no sempre poden presentar costura, fent-los poc soldables.

#### 3.2.1.2. Acer conformat en fred

Aquesta tècnica elimina els processos finals obtenint un avantatge competitiu al mercat ja que el cost és menor. En alguns casos es pot obtenir directament la peça final dins de toleràncies, mentre que en el conformat en calent és realment difícil, ja que no es té el control durant el procés de contracció.

Per aquest mètode s'aconsegueixen bones propietats mecàniques sense necessitat de tractaments tèrmics posteriors. El laminatge en fred dels perfils proporciona un increment del límit elàstic a causa de l'enduriment per deformació. No obstant això, aquest increment pot utilitzar-se en el disseny solament per a perfils RHS (perfils tubulars rectangulars) en elements a tracció i compressió, i no pot tenir-se en compte si els membres estan sotmesos a flexió.

#### 3.2.1.3. Característiques generals dels acers

En el mercat existeix una gran varietat d'acers amb molt variades propietats físiques i mecàniques. En la taula següent (taula 21) es poden veure les propietats físiques normalitzades, vàlides per tots els acers estructurals i amb els diferents valors de límits elàstics, una de les principals variables característiques alhora d'escollir un acer, juntament amb la resistència a ruptura i l'allargament.

Tipus d'acer	Límit elàstic (N/mm <sup>2</sup> )	Resistència a tracció (N/mm <sup>2</sup> )
S235	235	340 ~ 470
S275	275	410 ~ 560
S355	355	490 ~ 630
S460	460	550 ~ 720
Mòdul d'elasticitat	$E=210000 \text{ N/mm}^2$	
Mòdul d'elasticitat transversal	$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} = 81000 \text{ N/mm}^2$	
Allargament	6% mínim	
Coefficient de Poisson	$\nu=0,3$	
Coefficient de dilatació tèrmica	$\alpha=12 \cdot 10^{-6} / ^\circ\text{C}$	
Densitat	$\rho=7850 \text{ kg/m}^3$	

**Taula 21. Propietats dels acers estructurals**

Una estructura formada per perfils tubulars i carregada habitualment per càrregues estàtiques, hauria d'estar pensada per mantenir la ductilitat del material que la forma. Això implica que si hi ha barres o soldadures crítiques, aquestes han de proporcionar una suficient capacitat de rotació.

Un altre aspecte a tenir en compte en les característiques mecàniques del material és la resistència i ductilitat dels perfils tubular carregats en la direcció de l'espessor. Ja que es podria produir una fissura en forma d'estrip laminar.

#### 3.2.1.4. Soldabilitat de l'acer

El paràmetre fonamental dels acers des del punt de vista de la soldabilitat és el contingut equivalent de carboni(CEV), que s'estableix per a cada tipus d'acer segons la següent fórmula que depèn dels seus elements químics:

$$CEV = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{15}$$

Cadascun dels elements químics representats a la fórmula ha de ser substituït per el seu valor en percentatge relatiu al pes. Aquest paràmetre, en part, mesura la susceptibilitat a fractura en fred de la zona afectada tèrmicament com a resultat de la soldadura.

Per a gruixos inferiors a 16mm es considera que si el valor CEV és menor de 0,45 no apareixeran esquerdes. Si es troba entre els valors de 0,45 i 0,5 dependrà del procés de soldadura utilitzat i per a valors superiors a 0,5 serà necessari un preescalfament de la zona a sodar. Aquest valor és orientatiu, ja que en la soldadura d'un acer hi intervenen moltes altres variables.

La finalitat del preescalfament és afavorir les transformacions metal·lúrgiques a estructures més toves, reduint d'aquesta manera la fragilitat del material. els conseqüències favorables del preescalfament són:

- Redueix els tensions de la zona afectada tèrmicament.
- Facilita la difusió del hidrogen.
- Disminueix el risc de formació de porus.

La soldabilitat del material millora amb el baix contingut de carboni en l'acer, així com amb la microestructura de gra fi que redueix la possibilitat de fractura del material. Es denominen acers de gra fi als acers amb un índex equivalent de grandària de gra ferrític igual o major que 6, determinat segons l'eurocodi 103:1971 .

#### 3.2.2. Acer escollit

Tenint en compte les necessitats del projecte, així com els paràmetres característics, esmentats en els punts precedents, l'elecció final de l'acer utilitzat en l'estructura tubular és un acer de precisió, conformat en fred sense soldadura i que ve designat per les següents normatives:

Designació		Normatives					
Simbòlica	Numèrica	EN	UNE	AFNOR	DIN	ASTM	AISI
S355 J2G3	1.0570	10305	F 112	E36-3	St 52-3	A 572 Gr 50	1024

Taula 22. Designació material escollit

Aquest acer és un acer de qualitat no aliat per us general en estructura, utilitzat en molts sectors de l'indústria. Es presenta amb unes característiques d'acer S355, amb una relació entre soldabilitat i resistència mecànica molt elevada, principal motiu per escollir-lo. Amb un contingut de carboni inferior al 0,20%, no dona cap problema alhora de soldar i es pot emprar perfectament sense cap tractament posterior. També és una solució bastant econòmica.

Aquest acer es pot trobar en formes i acabats diversos i amb grans disposicions en el sector metal·lúrgic. En el nostre cas escollirem directament els perfils tubular que necessitem per el nostre xassís amb acabat BK, és a dir sense tractament tèrmic posterior.

Per la decisió d'optar per aquest material no ha intervingut cap agent extern, ja que la normativa és lliure en aquest sentit, tot hi que igualment l'acer escollit compleix els requisits més estesos en els reglaments tècnics de la FIA, que acostumen a demanar materials de baix contingut en carboni ( $\leq 0,30\%$ ) i una resistència mínima propera als 400 MPa. Per tant, ens hem decantat per aquest acer principalment per la seva gran viabilitat a ser soldat tot complint les necessitats mecàniques adients, així com per el seu ajustat cost.

### 3.2.2.1. Característiques mecàniques

A continuació es mostra una taula amb les propietats i característiques de l'acer escollit:

Límit elàstic mínim	350 MPa (N/mm <sup>2</sup> )
Resistència a la ruptura	490 MPa (N/mm <sup>2</sup> )
Percentatge d'allargament mínim	21 %
Duresa Brinell	137 HB
Mòdul de Young	$2,1 \cdot 10^5$ MPa (N/mm <sup>2</sup> )
Coefficient de Poisson	$\nu=0,29$
Densitat	7870 kg/m <sup>3</sup>
Coefficient de dilatació tèrmica	$11,7 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$
Conductivitat tèrmica	51.9 W/m·K
Resistivitat elèctrica	$15,9 \cdot 10^{-6} \text{ } \Omega\text{m} \cdot \text{m}$

**Taula 23. Característiques mecàniques del acer ST 52-3**

### 3.2.2.2. Composició química

En la següent taula es pot observar la composició química del acer en tant per cent del pes:

Fe	C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Mo
97,35 ~ 97,97	0,17 ~ 0,21	1,30 ~ 1,60	0,15 ~ 0,55	$\leq 0,35$	$\leq 0,35$	$\leq 0,30$	$\leq 0,30$	$\leq 0,08$

**Taula 24. Anàlisi químic del acer ST 52-3**

Tenint en compte aquests valors podem calcular el valor de carboni equivalent crític:

$$0,21 + \frac{1,60}{6} + \frac{0,30 + 0,08 + 0}{5} + \frac{0,3 + 0}{15} = 0,48$$

Com podem observar el valor obtingut està per sota del 0,5 que marca la necessitat de tractaments previs a la soldadura, per el que no hi haurà cap problema per realitzar la soldadura mitjançant M.A.G.

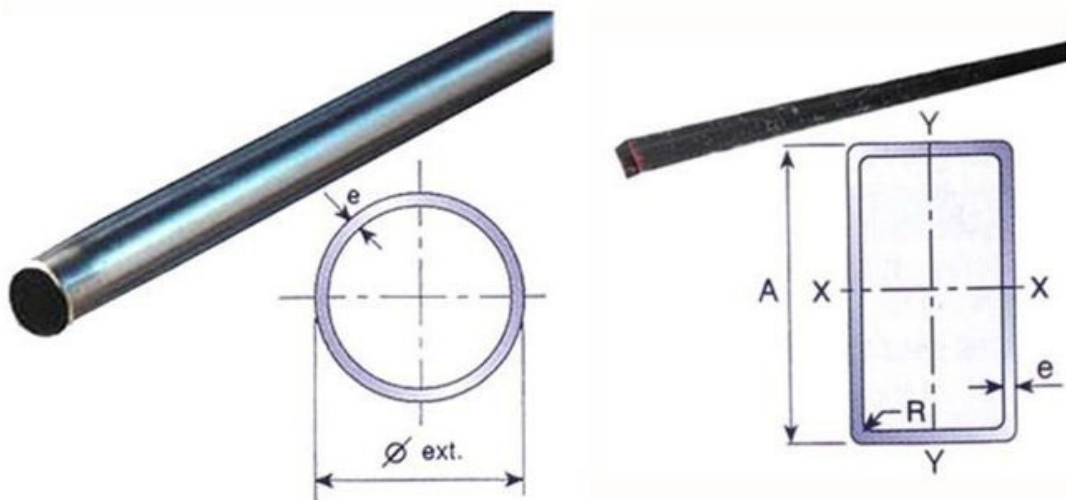


Per tant, després de veure les diferents característiques del material escollit, acer S355J2G3, les més rellevants enfront a altres acers són:

- La relació propietats mecàniques-soldabilitat, degut principalment al baix contingut en carboni, que el fa un material òptim per les nostres necessitats de muntatge i esforços.
- Es tracta d'un material bastant dúctil (fet que queda reflectit en el percentatge d'elongació que té) que, com s'ha comentat anteriorment, és molt important en aquest tipus d'estructures.
- És un acer de gran mal·leabilitat, que facilitarà la feina de construcció amb un preu reduït.

### 3.3. Tipus de barres

Per la realització del projecte s'han escollit barres tubulars de perfil circular (CHS), a diferència del xassís original que utilitza seccions quadrades o rectangulars(RHS).



**Figura 119. Perfils tubulars**

Primerament cal destacar el perquè d'utilitzar barres buides i no massisses, Aquesta decisió es pot prendre amb relativa facilitat, ja que les barres foradades aguanten millor a flexió i a vinclament que no pas les massisses del mateix pes.

Una altra qüestió a debatre és el tipus de secció a utilitzar, les dues opcions considerades són els perfils circulars (CHS) i els rectangulars (RHS). El raonament per escollir el perfil circular ve donat per les següents avantatges:

- La secció circular ofereix una distribució de masses més efectiva al voltant de l'eix central que no un perfil RHS.
- Resisteix millor a flexions multi axials.
- Millor aspecte i aerodinàmic.

Com a nota negativa cal destacar que el perfil circular tubular requereix d'un perfilat especial a l'hora d'unir els tubs.

Tenint en compte aquestes variables s'ha decidit escollir els perfils tubulars circulars CHS. D'altre banda no s'ha considerat la possibilitat de combinar ambdós perfils ja que la seva unió és fa més complicada i augmenta notablement el pressupost.

### 3.4. Mètodes de fabricació

En els següents apartats s'especifica el mètode de fabricació que s'utilitzarà per construir el vehicle tot terreny. El procés estarà basat en els següents treballs de taller:

- Tall de tubs
- Corbat de les barres que ho necessitin.
- Muntatge de les barres
- Preparació i soldadura de les unions
- Post-processat de l'estructura, pintar.

Els costos del procés de fabricació de l'estructura tubular tenen una part important del cost total del vehicle, per aquest motiu s'han de planificar i dur a terme amb molta cura. Una manera d'abaratir costos és reduint material, per la qual cosa es pot optar per comprar tubs de dimensions llargues i del mateix diàmetre i espessor, d'aquesta manera també es redueixen el nombre d'unions soldades.

El treball en el taller per a la producció d'una estructura tubular ha de seguir un procés unidireccional. Una vegada tenim els materials necessaris en el taller per a la construcció de l'estructura seguim els següents passos:

- a. Marcat dels tubs
- b. Tall per soplet o serrat per la longitud adequada
- c. Corbat de les barres que en precisen
- d. Preparació dels cantells per a la unió
- e. Soldadura
- f. Acabat superficial amb retirada d'òxids i imprimació del xassís
- g. Procedir al pintat del xassís amb les capes necessàries, en funció de les necessitats

En el cas de barres a soldar entre sí, el tall dels extrems ha d'incloure, per anar bé, la preparació d'aquests per a la unió. Per obtenir el tall necessari és fonamental la mesura contínua de les mides totals per tal de procurar dur a terme una compensació de les toleràncies.

#### 3.4.1. Tall del material

Un cop marcades les longituds pertinents, se solen utilitzar dos mètodes per al tall de perfils tubulars, el tall per serrat i el tall per bufador. El tall per serrat presenta l'avantatge que és més barat i la seva execució és més senzilla. Amb el tall per bufador es pot obtenir un acabat millor a la zona de tall, però en aquest cas no

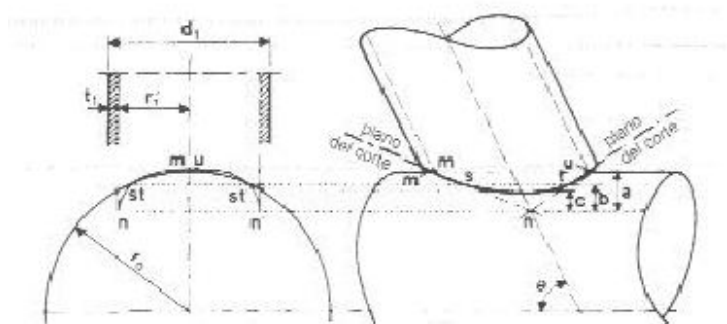
és necessari perquè al final sempre s'haurà de realitzar una preparació dels extrems dels tubs per a la soldadura.

Es poden utilitzar diferents eines per al tall dels tubs de secció circular, sent una de les més comunes la serra circular, d'avanç hidràulic o manual. Altres possibles eines de tall són la fresadora, el queixal de rectificar... L'elecció per al procés de fabricació dependrà sobretot de la disponibilitat d'eines i no tant dels avantatges o inconvenients de cadascuna, encara que el mètode més precís és la fresadora, degut a la velocitat relativament baixa, s'obté un alt grau de precisió amb l'absència de rebaves.

A continuació per a la unió entre tubs i depenent de la qualitat que es requereixi en la soldadura, es poden escollir diferents tipus de preparació. Si es necessita una precisió alta, la unió entre perfils circulars realitzarà mitjançant un tall perfilat multi planar. Aquestes corbes d'intersecció multi planar es podrien substituir per talls plans en unions on la variació entre els diferents diàmetres relatius de les barres a unir fos molt considerable. En el nostre disseny aquest cas no es dona, per tant no es detallen els límits d'utilització.

Per realitzar les unions entre tubs de diàmetres iguals o similars mitjançant el mètode de tall perfilat multi planar, existeixen dos sistemes principalment.

#### 3.4.1.1. Dos talls per rectificar l'aresta sorgida en la unió dels plans



**Figura 120. Mètode dels dos talls**

El paràmetre 'a' és constant independentment de quin sigui l'angle d'inclinació ' $\theta$ '. Començant des del punt 'n', determinat pel valor 'a', es tracen les línies 'n-m' i 'n-u' els quals defineixen els plans de tall. L'expressió següent situa la distància 'a':

$$a = \frac{(r'_1)^2}{2 \cdot r_0} - r'_1$$

on,  $r_0$ : Radi exterior del cordó (mm)  
 $r'_1$ : Radi interior de la barra a acoblar (mm)

### 3.4.1.2. Dos o tres talls per plans successius

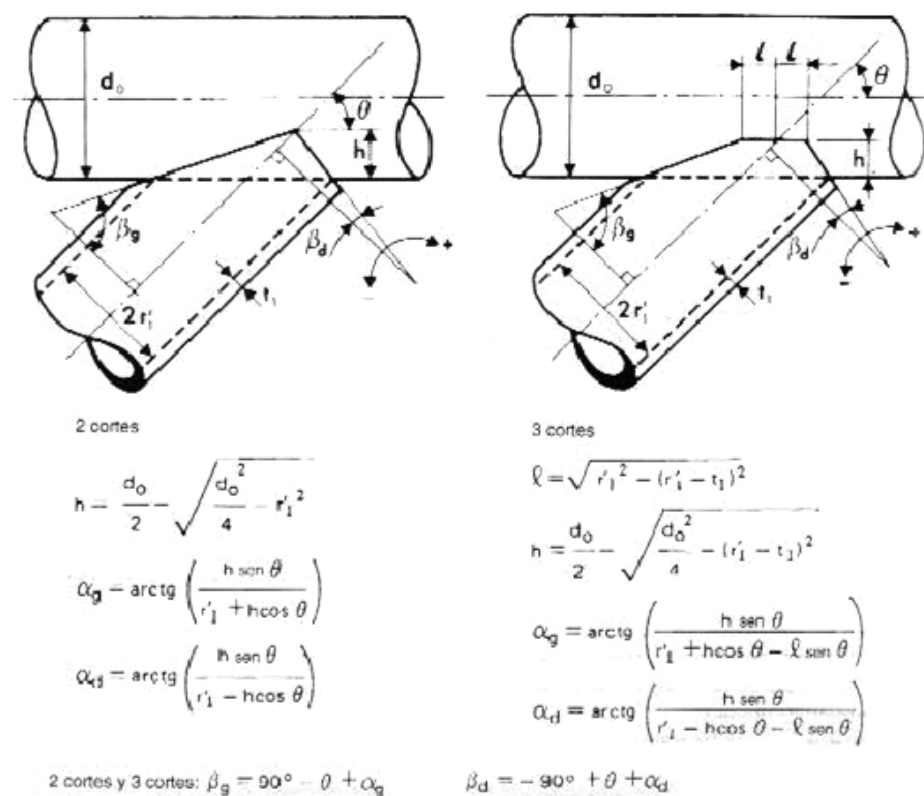


Figura 121. Serrat mitjançant el mètode de plans successius

El paràmetre 'h' és constant independentment de quin sigui l'angle d'inclinació 'θ', el qual es pot calcular mitjançant les fórmules de la Figura 121. De la mateixa manera també es poden calcular els valors  $\alpha_g$  i  $\alpha_d$ .

Per acabar es determinen els angles de tall  $\beta_g$  i  $\beta_d$ .

### 3.4.2. Mètodes de corbat

El corbat de les barres es pot fer de diverses formes, en el nostre cas hem escollit fer el corbat en fred, per reduir el pressupost i perquè el numero de barres a doblar és baix. Durant l'operació poden aparèixer plects a la zona interna del material i disminuir l'espessor de la zona externa, com a resultat de l'extrusió de material. Les característiques del materials influeixen directament en la formació d'aquests defectes, i els paràmetres que més hi influeixen són els següents:

- Baix límit elàstic
- Alta resistència última del material
- Allargament considerables en la ruptura per tracció.

També influeixen els següents factors geomètrics:

- Espessor del perfil respecte al diàmetre del perfil de secció circular buida
- Relació del radi de corbat pel que fa al diàmetre del perfil.

#### 3.4.2.1. Corbat en fred per pressió

Es col·loca el perfil entre dos corròs fixos (en els extrems), mentre que s'exerceix pressió amb un corró central corbant el perfil.



Figura 122. Corbat per pressió

En aquest procés és necessari tenir en compte el diàmetre del corró que exerceix la pressió en funció del radi de corba que es desitja, així com la separació dels corròs.

#### 3.4.2.2. Corbat en fred mitjançant caixa conformadora

Aquest procés no és molt útil en el cas de la fabricació del xassís, ja que la curvatura ha de donar-se prop dels extrems del tub i haver de realitzar moltes curvatures iguals perquè surti rendible, ja que la caixa que serveix de guia té un cost bastant alt. Les corbes en els tubs del model no són molt nombroses i a més es donen en zones centrals del tub amb el que aquest procés perd el seu atractiu, ja que redueix costos només per a altes quantitats de producció.

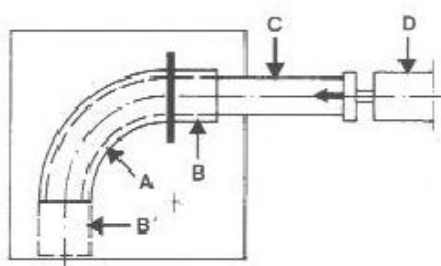
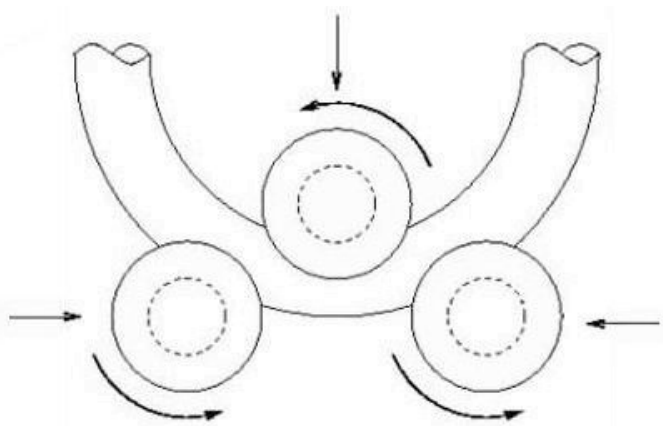


Figura 123. Esquema de corbat mitjançant caixa conformadora

#### 3.4.2.3. Corbadora de rodets

Aquesta eina, amb la que es produeix el corbat passant la barra a través d'uns rodets, és, per norma general, la més útil per la construcció d'estructures d'acer. El radi dels corròs depèn del radi del perfil i per obtenir el radi de curvatura s'ha de tenir en compte la separació dels corròs.





**Figura 124. Corbat mitjançant corròs**

Per conformat en fred, el límit de radi de curvatura és aproximadament igual a 5 vegades el diàmetre exterior del perfil.

### 3.4.3. Muntatge i puntejat previs a la soldadura

En la construcció d'un xassís d'aquesta complexitat, és bàsic disposar d'elements que ajudin en el muntatge del mateix, així, es disposarà d'un bastidor de suport pla, preferentment en forma de taula, és a dir, rectangular construït amb acer sobre el qual pugui descansar l'estructura. Per la realització del muntatge i posicionament de les barres es requereix l'ús de plantilles i útils de posicionament tridimensional dissenyats a consciència per ajudar en el muntatge i la soldadura, aquests estris es poden construir fàcilment en fusta i ajudaran molt a obtenir els resultats desitjats amb precisió.



**Figura 125. Exemple de bastidor i útils de fusta**

Els plànols ja han estat dibuixats pensant en el muntatge i per això, en comptes de acotar individualment i en plans perpendiculars cada barra individualment, s'ha optat, en mesura del possible, definir el millor possible els punts més significants per al muntatge, emfatitzant en les mesures parcials entre punts de soldadura i els angles en projecció bidimensional d'elements realment tridimensionals, que ajuden molt en l'assemblatge del xassís.

Un altre tècnica utilitzada per posicionar els elements abans de soldar-los és el puntejat de la soldadura, que s'utilitza per mantenir els perfils units amb uns punts de soldadura, obtenint una subjecció temporal i que ajuda a realitzar la soldadura final amb major comoditat. Ha de ser realitzat per un soldador experimentat ja el puntejat formarà part de la soldadura final, i si no es realitza de la manera adequada afeblirà considerablement la soldadura.

### 3.4.4. Soldadura

En mètode de soldar triat per a la fabricació del monoplaça de competició és la soldadura per arc sota gas protector amb elèctrode consumible, exactament del tipus M.A.G. en els següents apartats es detalla aquest mètode, així com els seus avantatges respecte a altres mètodes de soldadura, equips de soldadura utilitzats i el tipus d'unio entre tubs.

#### 3.4.4.1. Soldadura tipus G.M.A.W.

El mètode de soldar pel sistema G.M.A.W., que agrupa els sistemes M.I.G./M.A.G., ve a ser com una millora de la soldadura pel sistema T.I.G. d'elèctrode de tungstè no consumible, el qual va ser substituït pel fil consumible empleat en el sistema G.M.A.W.; el fil va sempre o gairebé sempre connectat al pol positiu i aquest s'alimenta amb un corrent continu. L'arc que salta entre l'extrem del fil i la peça a soldar pot ser protegit per un gas inert, com argó, heli, etc. (és per això que el mètode de soldadura rebrà el nom de soldadura M.I.G., que significa Metall Inert Gas, per treballar amb un gas inert) o per un gas actiu com és el diòxid de carboni ( $\text{CO}_2$ ), amb el que usant aquest gas, el mètode de soldadura rebria el nom de M.A.G., que significa Metall Actiu Gas.

Amb el sistema de soldadura G.M.A.W. es poden soldar peces de més elevat espessor que pel procediment T.I.G.; al mateix temps, s'aconsegueix un gran rendiment de treball, ja que aporta una quantitat de material deu vegades superior al dipositat amb l'elèctrode, amb el que es poden efectuar cordons d'arrel tan perfectes com amb l'elèctrode manual.

Finalment, s'ha escollit el sistema M.A.G. per davant del M.I.G. principalment per el seu preu, ja que al utilitzar un gas actiu és més econòmic, també perquè és un sistema més versàtil i senzill d'utilitzar sobre l'acer. A continuació es pot veure una taula amb les principals diferències entre els dos sistemes.

Criteri	M.I.G.	M.A.G.
Gas de protecció	Argó o Heli	$\text{CO}_2$ o mescles
Generador	Potencial constant o característica descendent (gran capacitat)	Potencial constant
Metalls soldables	Acer inoxidable, coure y alumini	Només acers ordinaris
Espessors soldables	Mitjans i grossos	Tots
Posicions de soldadura	Només fàcils	Totes
Visibilitat	Bona	Regular
Neteja de cantons	Exigeix una atmosfera neta	Admet elements oxidats
Fums	Poc molestos	Poden ser nocius

**Taula 25. Diferències entre M.I.G i M.A.G**

#### 3.4.4.2. Soldadura semiautomàtica M.A.G.

Es poden utilitzar màquines semiautomàtiques, amb les quals es poden soldar tots els acers en general. En aquest sistema de soldadura no s'usa el corrent altern, doncs la seva aportació és menor i l'arc és més inestable, i, com ja s'ha dit anteriorment, el fil o pistola ha d'anar connectat al pol positiu. En casos especials també es pot connectar la pistola o fil al pol negatiu. Això es fa quan es vol augmentar el coeficient fusió o que disminueixi la penetració del metall dipositat, com ocorre en la soldadura de sobrecarrega.

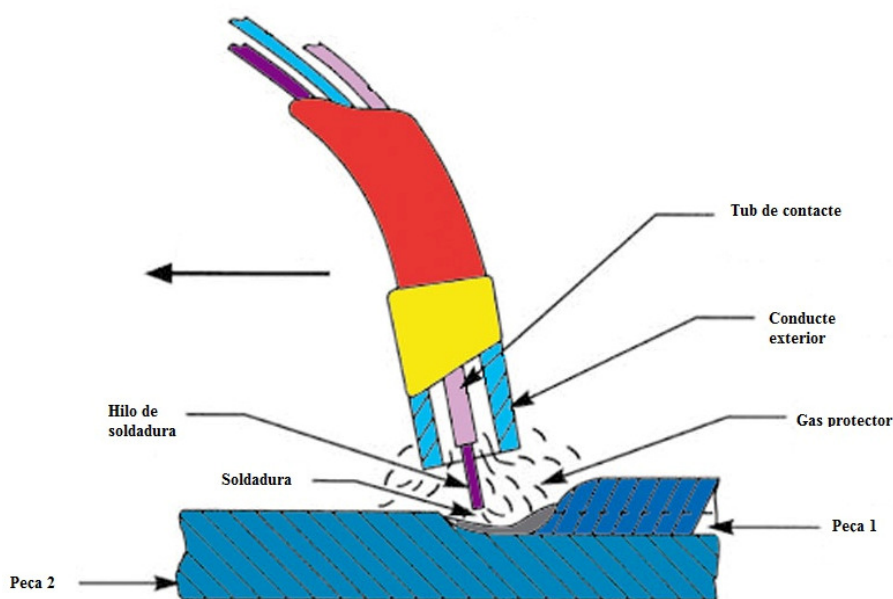
Així doncs, connectant el fil o pistola al pol positiu (+) obtindrem:

- Una gran penetració.
- Bona acció netejadora.
- Transferència del metall d'aportació per esprai.

Mentre que si connectem el fil o pistola al pol (-), obtindrem:

- Una feble penetració.
- Una transferència de metall aportat globular

Amb el fil o pistola connectat al pol positiu (+) s'obté major penetració del metall aportat, perquè les gotes calentes es despenen del fil aportat a gran velocitat, aportant al mateix temps molt calor a la base del metall.



**Figura 126. Esquema soldadura M.A.G.**

Existeixen tres tipus de transferència de metall aportat en la soldadura M.A.G., aquests són:

- Transferència per esprai.
- Transferència globular.
- Transferència per curtcircuit.

Per aconseguir que la transferència de metall aportat sigui per esprai hem d'observar en el fil les següents característiques:

- Fil molt afilat a mesura que es va consumint.
- Con de projecció molt lluminós.
- Gotes molt fines en l'adreça del fil
- Despreniment del metall d'aportació a gran velocitat.
- Gran penetració.

Les condicions de treball per operar en amb aquest arc del tipus d'esprai són les següents:

- Connectar el fil o pistola al pol positiu.
- S'ha d'utilitzar gas argó o barreja d'argó i oxigen.
- Es deu emprar gran intensitat de corrent.

En el cas de la transferència globular el fil es va fonent deixant en el seu extrem una gota molt gran, tres vegades superior al diàmetre del fil. Al mateix temps podem observar que la gota, en desprendre's, va cap a un costat o cap a l'altre, la qual cosa demostra que fa una transferència molt deficient, que fa molt difícil encertar amb la junta. Aquest tipus de transferència es deu evitar en tot moment i en qualsevol circumstància. Així doncs, les característiques d'una transferència globular són les següents:

- Poca penetració.
- Moltes projeccions.
- Gota de transferència molt gran, fins a tres vegades el diàmetre del fil.

Les necessitats de treball perquè es produeixi aquest fenomen poden ser les següents:

- Per connectar el fil o pistola al pol negatiu.
- Per treballar amb densitats de corrent menors que per esprai.

En últim lloc es troba la transferència per curtcircuit, la forma de transferència d'aquest sistema és que es va formant una gota en l'extrem del fil, la qual es va allargant, i mentre en el metall base es va trencant la capa d'òxid, la gota es va allargant més, fins que en un moment toca el metall de la base i es trenca pel coll o per la seva banda més estreta, a causa del seu allargament, i passa al bany de fusió, i així successivament durant tot el procés de soldadura.

Quan la gota toca el metall de base es forma un curtcircuit, la qual cosa fa que la intensitat augmenti significativament i com a conseqüència les forces axials trenquen el coll de la gota.

Les característiques de la transferència per curtcircuit són:

- Poques projeccions.
- Petit bany de fusió i molt controlable.

- Petita penetració.
- Bon sistema per a la soldadura vertical.

Les condicions de treball que s'han d'emprar per aconseguir aquest mètode de transferència són les següents:

- Connectar el fil o pistola al pol positiu.
- Diàmetre del fil d'1,2 mm o menor.
- Es pot utilitzar gas CO2 solament.

Amb aquest tipus de transferència es poden soldar peces de reduïts espessors, com és el cas dels tubs utilitzats per a la construcció del nostre xassís.

La soldadura per curtcircuit requereix de menys tensió i menys intensitat, per la qual cosa, en aquesta classe de transferència s'empra filferro de poc diàmetre, que és la ideal per a soldadures verticals i de baix sostre. Els paràmetres elèctrics utilitzats són els següents:

- Tensió = 16-23 V
- Intensitat = 40-200 A

#### 3.4.4.3. Avantatges de la soldadura G.M.A.W respecte altres mètodes de soldadura.

-Donat que no hi ha escòria i les projeccions solen ser escasses, se simplifiquen les operacions de neteja, la qual cosa redueix notablement el cost total de l'operació de soldadura. En alguns casos, la neteja del cordó resulta més cara que la pròpia operació de soldadura, per la qual cosa la reducció de temps de neteja suposa la sensible disminució dels costos.

- Fàcil especialització de la mà d'obra. En general, un soldador especialitzat en altres procediments, pot adquirir fàcilment la tècnica de soldadura M.A.G. en qüestió d'hores. Comptat i debatut, tot el que ha de fer el soldador es redueix a vigilar la posició de la pistola, mantenir la velocitat d'avanç adequada i comprovar l'alimentació de filferro es verifica correctament.

- Gran velocitat de soldadura, especialment si es compara amb el soldadura per arc amb elèctrodes revestits. ja que l'aportació es realitza mitjançant un fil continu, no és necessari interrompre la soldadura per canviar l'elèctrode. Això no solament suposa una millora en la productivitat, sinó que també disminueix el risc de defectes. Cal tenir en comptes les interrupcions, i els corresponents entroncaments, són amb freqüència, origen de defectes tals com a inclusions d'escòria, falta de fusió o fissures en el cràter.

- La gran velocitat del procediment M.A.G. també influeix favorablement en l'aspecte metal·lúrgic de la soldadura. En augmentar la velocitat d'avanç, disminueix l'amplitud de la zona afectada de calor, hi ha menys tendència d'augment de grandària de gra, es minoren les transformacions d'estructura en el metall basi i es redueixen considerablement les deformacions.

- El desenvolupament de la tècnica de transport per arc curt permet la soldadura d'espessors fins, gairebé amb tanta facilitat com pel procediment T.I.G.

- Les bones característiques de penetració de procediment M.A.G. permeten la preparació amb vores més tancades, amb el consegüent estalvi de material d'aportació, temps de soldadura i deformació. En les unions

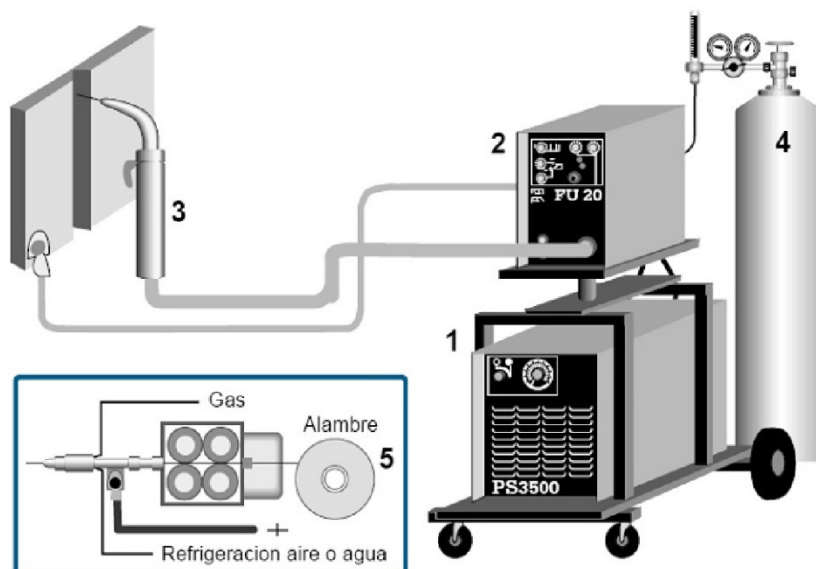


mitjançant cordons en angle també permet reduir l'espessor del cordó en relació amb altres procediments de soldadura.

No obstant això presenta les següents limitacions:

- L'ambient en el qual es solda no pot ser agitat, en cas contrari es perd protecció gasosa.
- Té menys mobilitat que el procés SMAW.
- La gamma dels materials d'aportació és limitada.
- Cal aplicar-ho correctament o sinó es corre el risc de tenir una falta de fusió.
- El defecte de la porositat és més freqüent en aquest procés de soldadura

#### 3.4.4.4. Equipament utilitzat en les soldadures M.A.G



**Figura 127. Equipament de soldadura**

Font d'alimentació: Per el tipus de soldadura que utilitzem necessitem un transformador de corrent continu de no molt alt amperatge i baixa intensitat. Qualsevol que compleixi aquests requisits o un de regulable ens serviria.

Equip de soldadura: L'equip de soldadura, en aquest cas un rectificador, anirà acord amb la font d'energia, actualment és normal utilitzar tot un mateix conjunt ja que les màquines de soldar han evolucionat molt i les marques ja dissenyen l'eina així.

Pistoles: Han de procurar ser el més manejables possibles, perquè no causin molèsties a l'operari; al mercat existeixen infinitat de marques d'aquesta classe de pistoles, així com de variats models, els quals poden ser refrigerats per aigua, quan la pistola ha de ser sotmesa a un gran amperatge, o pot tenir una refrigeració natural, que són les que més imperen al mercat avui en dia, tant per a baixes intensitats com para altes. S'ha de tenir una bona cura amb el manteniment i neteja per tal de que funcionin perfectament.

Dipòsit del gas: També es necessita disposar d'un tanc de gas de protecció, en el nostre cas CO<sub>2</sub>. Els dipòsits acostumen ha ser cedits en ordre de lloguer per els subministradors.

Fil de consumible: Per poder soldar l'estructura tubular mitjançant soldadura M.I.G. necessitem d'un consumible de tipus filferro, aquest deu tenir la mateixa composició química que el material que hem de soldar, el S355J2G3 en el nostre cas.

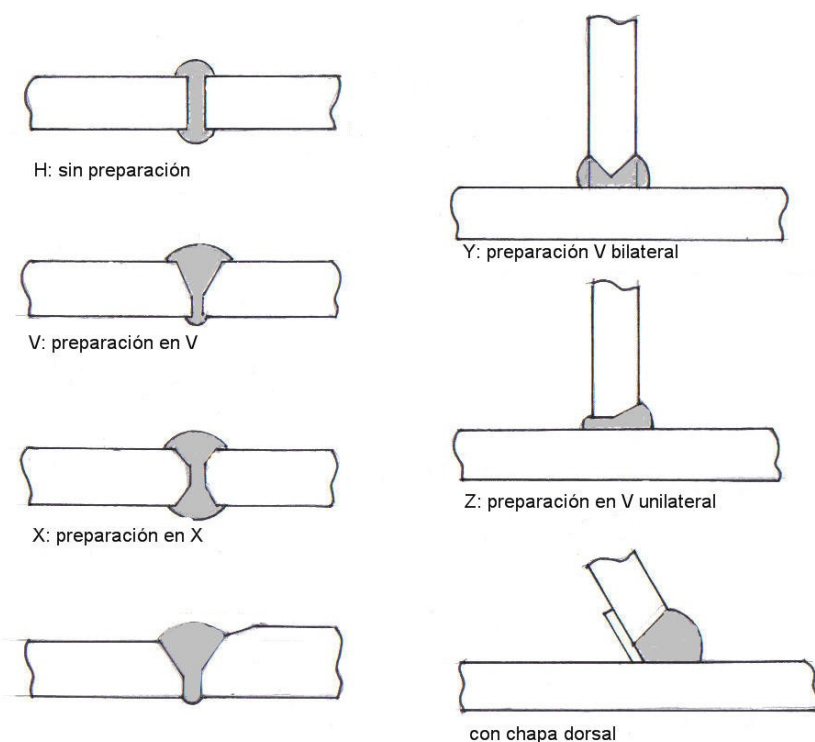
El consumible que utilitzarem serà el DMO-IG amb nomenclatura G-MoSi ja que és el recomanat per soldar un acer de baix aliatge tal com el que utilitzarem per fabricar l'estructura tubular.

Característiques fil de soldadura				Anàlisi química del consumible (%)			
Nom	Descripció	Normativa	Diàmetre (mm)	C	Si	Mn	Ni
DMO-IG	G-MoSi	ER70S-A1	1,0	0,10	0,60	1,20	0,5

**Taula 26. Característiques fil consumible DMO-IG**

#### 3.4.4.5. Soldadura per la unió de tubs

En la següent figura es mostren les unions de tubs habituals per soldadura (Figura 128), com que la penetració de la soldadura és total degut als espessors de les barres, el gruix del cordó és igual al del tub. Per altre banda l'amplada màxima del cordó serà del doble de l'espessor del tub.



**Figura 128. Unions de tubs per les soldadures.**

En la fabricació de l'estructura tubular es dona el cas d'unions de dos tubs que es troben situats a 180°, per a aquest cas, el model d'unió utilitzat serà del tipus X, ja que és el que més es correspon a les mesures de tubs que hem de soldar, amb aquest tipus de vora aconseguirem la penetració necessària. D'altra banda, es troben les unions de tubs inclinats, però aquestes no requereixen d'un xamfrà per aconseguir la penetració completa del cordó de soldadura. A causa que gairebé totes les unions que es donen en la fabricació de l'estructura tubular són inclinades, l'absència de xamfrans representa un estalvi d'aportació de material per soldadura, per tant l'estalvi de costos de soldadura respecte a unions del tipus V bilaterals són significatius.

### 3.4.5. Acabat superficial i pintat

Un cop obtingut el xassís final i abans d'assemblar tots els elements del monoplaça, és realitza operacions de neteja i millora de la superfície de l'estructura, així com un procés de pintat. S'ha optat per aquest procés per dotar al xassís tubular d'una millor resistència a la corrosió i per millorar el seu aspecte visual.

El procés consistirà inicialment de la neteja superficial de l'estructura i poliment de les restes de brutícia i òxid de l'estructura, per assegurar un bon rendiment de la pintura, millorant la fixació sobre el metall. Posteriorment s'aplica unes primeres capes d'imprimació i de pintura anticorrosiva, per finalitzar pintant el monoplaça del color que es vulgui.

## 4. Pressupost



Escola Politècnica Superior  
d'Enginyeria de Vilanova i la Geltrú

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

En el pressupost s'ha contemplat la fabricació d'un únic xassís, de manera que els costos representen la construcció d'un únic prototip i els elements necessaris per fabricar-lo. D'altre banda es pressuposta el preu de la realització del projecte per part dels tècnics.

Els preus de construcció i materials han estat subministrats per les empreses adients i s'adjunten els pressupostos en *l'annex III catàlegs i documents*.

Els costos del projecte estan dividits en tres grans partides, cadascuna d'elles subdividida en les activitats corresponents, per així poder veure fàcilment el pes de cada partida i la seva viabilitat.

#### 4.1. Pressupost d'enginyeria

En aquesta partida entren els salaris i els costos afegits del treball realitzat per les persones encarregades de realitzar el projecte en sí, amb la intervenció de tècnics de diversos camps.

Partida	Descripció	Unitats (hores)	Preu unitari (€/h)	Total (€)
Delineant	Pressa mesures, confecció plànols...	50	24	1.200
Enginyer tècnic	Càlculs, modelatges, redacció document...	130	30	3.900
Enginyer tècnic	Disseny, síntesis i anàlisis...	180	38	6.840
SUB-TOTAL				11.940 €

**Taula 27. Pressupost enginyeria**

#### 4.2. Pressupost operacional

En aquesta partida s'engloben els costos de les diferents operacions necessàries per a portar a terme el present projecte i alguns dels costos fixos que aquest implica.

Partida	Descripció	Unitats	Preu unitari	Total (€)
Consumibles	Paper, tinta, fotocopies, CDs, instruments d'escriptura...	-	-	350
Amortització PC	Hardware adquirit + amortització del 10%	-	-	380
Amortització software	NX 8, CAD, Office...	-	-	660
Infraestructures	Electricitat, aigua, despeses generals...	-	-	350
SUB-TOTAL				1740 €

**Taula 28. Pressupost operacional**



### 4.3. Pressupost de construcció

Aquesta partida representa els costos directes e indirectes de la consecució d'un xassís.

Partida	Descripció	Unitat	Unitats utilitzades	Preu unitari (€/u)	Total (€)
Tub Ø32x2	Tub de Ø32 x 2 de gruix, material acer DUCAL ST52-3 DIN 2391 BK	m	26	7,41	192,66
Tub Ø28x2	Tub de Ø28 x 2 de gruix, material acer DUCAL ST52-3 DIN 2391 BK	m	22	6,44	141,68
Tub Ø30x12	Tub de Ø30 x 12 de gruix, material acer DUCAL ST52-3 DIN 2391 BK	m	1	13,26	13,26
Xapes 2,5 mm	Xapes de 2,5 mm de gruix, material acer ST52-3 EN10305	kg	3	1,25	3,75
Absorbidor alumini	Blocs d'alumini tipus panell d'abella	kg	1	31,09	31,09
Material pintura	Pintura anticorrosiva, consumibles...	-	-	-	118
Útils de fixació	Utiltatges utilitzats per el muntatge del xassís	-	-	-	1.400
Material soldadura	Fil consumible DMO-IG, gas...	-	-	-	228
Oficial 1ª	Oficial 1ª soldador homologat	h	42	29,50	1.293
Ajudant	Ajudant de muntatge, soldadura	h	42	23	966
SUB-TOTAL					4.387,44 €

**Taula 29. Pressupost de construcció**

### 4.4. Pressupost total

Pressupost general	Total (€)
Costos d'enginyeria	11.940€
Costos operacionals	1.740 €
Costos constructius	4.387,44 €
TOTAL sense I.V.A.	18.067,44 €
18% d'impost sobre el valor afegit (I.V.A.)	3.252,14€
<b>TOTAL</b>	<b>21.319,58 €</b>

**Taula 30. Pressupost general**

## 5. Plànols



Escola Politècnica Superior  
d'Enginyeria de Vilanova i la Geltrú

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

- 5.1. Vista isomètrica general**
- 5.2. Representació dièdrica del xassís**
- 5.3. Arc de seguretat principal**
- 5.4. Arc de seguretat secundari**
- 5.5. Proteccions laterals**
- 5.6. Cos central**
- 5.7. Estructura frontal**
- 5.8. Estructura posterior**
- 5.9. Absorbidor d'impactes frontal**
- 5.10. Absorbidor d'impactes posterior**
- 5.11. Ancoratges davanters superiors**
- 5.12. Ancoratges posterior superior**
- 5.13. Ancoratges d'orelles posteriors**
- 5.14. Ancoratges posteriors inferiors I**
- 5.15. Ancoratges i cartel·la posterior inferior**
- 5.16. Ancoratge posterior inferior II**

## 1.11. Bibliografia

Llibres i documents consultats:

- WAKEHAM, KEITH J., *Introduction To Chassis Design*, Mechanical Engineering Undergraduate, 2009, Memorial University of Newfoundland And Labrador.
- GIMENO VALLEDOR, Pablo, *Los Seat 124 & 1430 Doce años decisivos de la historia de Seat*, CIE inversiones editoriales Dossat 2000 S.L., 2º Edició 2002, Madrid.
- *Seat 1430: uso y entretenimiento*. Llibret d'informació que entregaven amb el cotxe, sense autors.
- ARIAS-PAZ, MANUEL, *Manual de Automóviles*, CIE inversiones editoriales Dossat 2000 S.L., 56ª Edició, 2004, Madrid.
- JOSE MARIA RIVAS ARIAS, *Soldadura eléctrica y sistemas T.I.G. y M.A.G.*, Ediciones Paraninfo S.A., 9ª Edició, 2006, Madrid.
- LIESA MESTRES, Francisco, *Vehicles I*, CPDA-ETSEIB, 2006, Barcelona.
- LIESA MESTRES, Francisco, *Vehicles II*, CPDA-ETSEIB, 2003, Barcelona.
- GILLESPIE, THOMAS D., *Fundamentals of vehicle dynamics*, Society of Automotive Engineers, Cop., 1992, Warrendale.
- ASHUTOSH DUBEY i VIVEK DWIVEDI, *Vehicle Chassis Analysis: Load Cases & Boundary Conditions For Stress Analysis*, National Conference on Mechines and Mechanisms, 2003, Delhi.

Pagines web visitades:

- European Steel and Alloy Grades <<http://www.steelnumber.com/index.php>>
- Selex competición <<http://www.vehiculosclasicos.com/selex.php>>
- Piel de toro <<http://www.pieldetoro.net/web/default.php>>
- Online Materials Information Resource <<http://www.matweb.com/>>
- IBERISA, análisis y optimización <<http://www.iberisa.com/>>
- Formula SAE: Diseño de un chasis <<http://www.fuelwasters.com/>>
- Online phorum community about Formula SAE <<http://www.fsae.com>>
- Fédération Internationale de l'Automobile <<http://www.fia.com>>
- Real Federación Española de Automovilismo <<http://www.rfeda.es/>>
- Wikipedia <<http://es.wikipedia.org>>

Altres materials consultats:

- Transparències sobre *Prestaciones en vehiculos*, Universidad Carlos III, 2004, Madrid
- Apunts i tutorials del curs CAE NASTRAN bàsic amb NX Unigraphics, 2012, Vilanova i la Geltrú.
- Apunts de l'assignatura d'Expressió Gràfica II, 2010, Vilanova i la Geltrú.
- Apunts de l'assignatura d'Oficina Tècnica, 2011, Vilanova i la Geltrú
- Documentació de Siemens NX8.0.



## **1.12. Annexes**

### **6.11.1. ANNEX I: La fórmula 1430**

### **6.11.2. ANNEX II: Normativa utilitzada**

### **6.11.3. ANNEX III: Catàlegs i documents**